



TUGAS AKHIR - TM 091585

**STUDI NUMERIK PENGARUH PERUBAHAN
DIMENSI INLET DUCT HRSG PT ALSTOM
TERHADAP BENTUK ALIRAN DAN HEAT
TRANSFER DI SUPERHEATER TUBE**

**MUHAMMAD ANDI RACHMAT FAWZI
NRP 2113 106 020**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



TUGAS AKHIR - TM 091585

**STUDI NUMERIK PENGARUH PERUBAHAN DIMENSI
INLET DUCT HRSG PT ALSTOM TERHADAP
BENTUK ALIRAN DAN HEAT TRANSFER
DI SUPERHEATER TUBE**

**MUHAMMAD ANDI RACHMAT FAWZI
NRP 2113 106 020**

**Dosen Pembimbing
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.**

**JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TM 091585

***NUMERICAL STUDY OF INLET DUCT DIMENSION
CHANGE EFFECT OF PT ALSTOM HRSG FOR
FLOW CHARACTERISTICS AND HEAT TRANSFER
IN SUPERHEATER TUBE***

MUHAMMAD ANDI RACHMAT FAWZI
NRP 2113 106 020

Advisor
Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2016

**STUDI NUMERIK PENGARUH PERUBAHAN DIMENSI
INLET DUCT HRSG PT ALSTOM TERHADAP
BENTUK ALIRAN DAN HEAT TRANSFER
DI SUPERHEATER TUBE**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Bidang Studi Konversi Energi
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

MUHAMMAD ANDI RACHMAT FAWZI
NRP. 2113 106 020

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng...... (Pembimbing)
(NIP.196505051990031005)
2. Vivien Suphandani, ST., M.Eng., PhD..... (Penguji I)
(NIP.198105292003122001)
3. Dr. Ir. Budi Utomo K. W., ME..... (Penguji II)
(NIP.195312191981031001)
4. Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD..... (Penguji III)
(NIP. 197105241997021001)

SURABAYA
2016

***STUDI NUMERIK PENGARUH PERUBAHAN DIMENSI
INLET DUCT HRSG PT ALSTOM TERHADAP BENTUK
ALIRAN DAN HEAT TRANSFER DI SUPERHEATER TUBE***

Nama Mahasiswa : Muhammad Andi R. F.
NRP : 2113106020
Jurusan : Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng.

Abstrak

Alternatif untuk meningkatkan efisiensi dari suatu pembangkit listrik, yang menerapkan siklus turbin gas sederhana, adalah dengan mengubah siklus menjadi siklus kombinasi. Siklus kombinasi menggunakan instalasi tambahan dengan komponen vitalnya adalah Heat Recovery Steam Generator (HRSG). Komponen ini memanfaatkan energi termal yang terdapat pada gas buang (flue gas) turbin gas. Efisiensi termal dari HRSG ini dapat ditingkatkan dengan mengoptimalkan bentuk dari inlet duct. Inlet duct berperan dalam pembentukan profil distribusi aliran gas buang yang masuk ke dalam HRSG. Profil aliran yang masuk ke dalam HRSG diharapkan seragam. Ketidakteraturan profil aliran dapat menyebabkan masalah pada bagian HRSG, salah satunya *localized overheating*. Hal ini melatarbelakangi dilakukan proses analisis terhadap aliran yang melewati HRSG tipe horizontal dengan variasi bentuk geometri inlet duct pada kondisi kecepatan aliran gas buang normal (*guarantee case*).

Penelitian ini menggunakan metode numerik dengan bantuan software *fluent 6.3.26*. Pemodelan yang dilakukan pada penelitian ini adalah tiga dimensi, aliran *steady*, dengan *turbulence model* yang digunakan *realizable k-epsilon*. Domain pemodelan dari penelitian ini dibatasi yaitu domain inlet duct dan domain heat exchanger 3 baris susunan superheater tube. Data yang digunakan diambil dari PT Alstom Power Energy Systems Indonesia.

Hasil dari penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa bentuk geometri inlet duct mempengaruhi pola aliran dan besar heat transfer yang terjadi pada superheater tube ditinjau dari data kuantitatif dan data kualitatif. Berdasarkan data kuantitatif diketahui nilai velocity RMS HRSG tipe conventional lebih rendah (39,94%) dibandingkan tipe compact (53,65%) dan heat transfer pada superheater tube HRSG tipe conventional lebih tinggi (1,1889 MW) dibandingkan tipe compact (1,0635 MW). Ditinjau dari Grafik Nu Vs L, diketahui alokasi heat transfer pada tipe compact lebih dominan pada daerah tengah ke bawah dari superheater tube, sedangkan pada tipe conventional lebih dominan pada area bawah, tengah, dan atas namun relatif lebih seragam. Ditinjau berdasarkan grafik Local Nu vs theta diketahui tidak ada perbedaan nilai heat transfer yang signifikan antara tube dekat dinding kanan dan kiri, untuk kedua kasus.

Kata kunci : HRSG, inlet duct, superheater tube, Nusselt number, koefisien konveksi rata-rata, velocity RMS, conventional, compact

**NUMERICAL STUDY OF INLET DUCT DIMENSION
CHANGE OF PT ALSTOM HRSG FOR FLOW
CHARACTERISTICS AND HEAT TRANSFER IN
SUPERHEATER TUBE**

Nama Mahasiswa : Muhammad Andi R. F.
NRP : 2113 106 020
Jurusan : Teknik Mesin, FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Prabowo, M. Eng.

Abstract

Alternative way to increase efficiency of a power plant which use simple gas turbine cycle, is improving to combined cycle instead. Combined cycle uses additional components with the most vital component is heat recovery steam generator. It reuses thermal energy from flue gas of gas turbine. The efficiency of HRSG can be increased by optimizing the shape of inlet duct. Inlet duct is a component which form the flue gas velocity distribution entering HRSG. Velocity profile is supposed to be as uniform as possible. Uniformity will cause trouble to parts of HRSG, such as localized overheating. It causes to be the reason that analysis in horizontal HRSG with the variation of inlet duct is needed.

This numerical study uses commercial software fluent 6.3.26. There are two variations of inlet duct to be studied. Compact inlet duct and conventional inlet duct type. The boundary is 3D simulation, steady flow, with realizable $k-\epsilon$ for the turbulence model. Domain of this study is inlet duct and 3 rows superheater tube. Data HRSG from PT Alstom Power Energy Systems Indonesia is used.

The acquired data, is about conclusion that the shape of geometry inlet duct HRSG is affecting flow pattern and how much heat transfer in superheater tube, refers to quantitative and qualitative data. According to quantitative data, velocity RMS

value of conventional inlet duct is much less (39,94 %) than compact inlet duct (53,65%), and heat transfer in superheater tube of conventional type is more higher (1,1889 MW) than in compact type (1,0635 MW). Nu vs L grafik evinces, in compact type, the heat transfer is localized most in middle-lower area of superheater tube, but in conventional type, heat transfer is dominant in upper and lower and also the distribution of the heat is relatively more uniform. According to Nu vs θ grafik, there is no difference significantly for heat transfer in tube that near the wall, right or left, on both case.

Key Words : HRSG, inlet duct, superheater tube, Nusselt number, average convection coefficient, velocity RMS, conventional, compact

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan atas kehadiran Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayah-Nya, tugas akhir yang berjudul ***“STUDI NUMERIK PENGARUH PERUBAHAN DIMENSI INLET DUCT HRSG PT ALSTOM TERHADAP BENTUK ALIRAN DAN HEAT TRANSFER DI SUPERHEATER TUBE”*** dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi S1 Teknik Mesin ITS Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besar Nabi Muhammad SAW.
2. Ibu, almarhum ayah, dan kakak-kakak, serta saudara-saudaraku tercinta yang selalu memberikan semangat dan kasih sayangnya, serta doa yang tidak pernah putus.
3. Bapak Prof. Dr. Eng. Prabowo, M.Eng., sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
4. Ibu Vivien Suphandani, ST., M.Eng, PhD., Bapak Dr. Ir. Budi Utomo K. W., ME., dan Bapak Ary Bachtiar K.P., ST., MT., PhD., sebagai dosen penguji tugas akhir yang telah memberikan kritik dan saran yang membangun dalam penyempurnaan Tugas Akhir ini.
5. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
6. Seluruh keluarga laboratorium termodinamika & perpindahan panas dan laboratorium CAE yang telah

menyediakan tempat dan telah memberikan bantuan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.

7. Seluruh keluarga Reguler dan Lintas Jalur Teknik Mesin.
Mari sukses bersama.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Allah, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan, penulis menyadari dalam terdapat beberapa kesalahan dan kekurangan dalam penulisan tugas akhir ini. Oleh karena itu, penulis mengharap kritik dan saran membangun untuk kesempurnaan Tugas Akhir ini. Akhir kata, semoga tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Juli 2016

Muhammad Andi R. F.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL BAHASA INDONESIA

HALAMAN JUDUL BAHASA INGGRIS

LEMBAR PENGESAHAN

ABSTRAK i

ABSTRACT iii

KATA PENGANTARv

DAFTAR ISI vii

DAFTAR GAMBAR ix

DAFTAR TABEL xii

BAB I PENDAHULUAN1

1.1 Latar Belakang1

1.2 Perumusan Masalah3

1.3 Batasan Masalah4

1.4 Tujuan Penelitian4

1.5 Manfaat Penelitian5

1.6 Sistematika Penulisan5

BAB II DASAR TEORI7

2.1 Siklus Kombinasi (*Combined Cycle*)7

2.2 HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*)8

2.3 *Diffuser*9

2.4 Aliran Internal Melalui *Circular Pipe*15

2.5 Aliran Melintasi *Tube Banks*16

2.5.1 *Zukauskas correlation*17

2.5.2 Grimson model19

2.6 Pemodelan Numerik.....20

2.7 RMS Kecepatan (*Velocity Magnitude Root Mean Square*)23

2.8 Penelitian Terkait24

2.8.1 Ivan, dkk (2014)24

2.8.2 Immanuel, E. Jesulin (2015)26

2.8.3 Wilson, A. Safwat dan M. Khalil Bassiouny (1999)29

BAB III METODOLOGI PENELITIAN	33
3.1 Tahap-Tahap Penelitian	33
3.2 Tahap <i>Pre-Processing</i>	34
3.2.1 Model dan variasi geometri domain <i>heat recovery steam generator</i>	34
3.2.2 Data kondisi <i>flue gas</i> yang dimodelkan sebagai udara dan data kondisi <i>steam</i>	37
3.2.3 <i>Meshing</i>	37
3.3 <i>Processing</i>	39
3.4 Post-Processing	42
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN	43
4.1 <i>Grid Independency Study</i>	43
4.2 Validasi Model dan Perbandingan dengan Teori yang Berkorelasi	44
4.3 Perhitungan	44
4.3.1 Data pada <i>modul superheater</i>	44
4.3.2 Perhitungan teori	45
4.4 Analisa Hasil Simulasi	48
4.4.1 Analisa velocity magnitude RMS	48
4.4.2 Analisa kontur	49
4.4.3 <i>Velocity magnitude vector</i> pada <i>midspan</i>	58
4.4.4 Analisa grafik	59
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	67
5.1 Kesimpulan	67
5.2 Saran	69
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN 1	
LAMPIRAN 2	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Perbandingan Efisiensi (Marcel Dekker, 2003).....	1
Gambar 1.2	Salah Satu HRSG milik PT. Alstom.....	3
Gambar 2.1	Siklus Kombinasi ^[10]	7
Gambar 2.2	Skema Umum Konstruksi HRSG.....	8
Gambar 2.3	<i>A Flat-Walled Diffuser Geometry</i> (Paul De Jonge, 2012).....	9
Gambar 2.4	Two-dimensional Straight Wall Diffuser.....	12
Gambar 2.5	Peta Kestabilan Difuser untuk 2D <i>Straight Wall Diffuser</i>	13
Gambar 2.6	Aliran Melewati <i>Circular Pipe</i>	15
Gambar 2.7	Pola Aliran Melalui <i>Tube Banks</i> dengan Susunan <i>In-line</i> dan <i>Staggered</i>	16
Gambar 2.8	<i>Tube Banks</i> Tersusun <i>Staggered</i>	17
Gambar 2.9	Tahapan-Tahapan Metode CFD.....	20
Gambar 2.10	Geometri dan <i>Meshing domain</i> HRSG Ivan dkk.....	24
Gambar 2.11	<i>Gas Velocity Contour</i>	25
Gambar 2.12	<i>Gas Temperature Contour</i>	25
Gambar 2.13	(a) <i>Average Gas Temperature</i> (b) <i>Average Outlet Water Temperature</i>	26
Gambar 2.14	(a) HRSG <i>Conventional Straight Inlet Duct</i> (b) HRSG <i>Composite Angle Inlet Duct</i> (c) HRSG <i>Composite Angle Inlet Duct with</i> <i>Perforated Plate</i>	27
Gambar 2.15	(a) <i>Velocity Vector Magnitude</i> (b) <i>Contour of Velocity Magnitude</i> untuk <i>Conventional Straight Inlet Duct</i>	28
Gambar 2.16	(a) <i>Velocity Vector Magnitude</i> (b) <i>Contour of Velocity Magnitude</i> untuk <i>Composite Angle Inlet Duct</i>	28
Gambar 2.17	(a) <i>Velocity Vector Magnitude</i> (b) <i>Contour of Velocity Magnitude</i> untuk	

	<i>Composite Angle Inlet Duct with Perforated Plate</i>	28
Gambar 2.18	Computational Domain Grid.....	29
Gambar 2.19	<i>Nusselt Number</i> Teoritis dengan Korelasi Lain Susunan <i>In-line</i> dan <i>Staggered</i> Terhadap <i>Re</i> pada <i>Single Row Tube</i>	30
Gambar 2.20	<i>Velocity Vector Diagram</i> pada Susunan <i>In-line</i> Penelitian Wilson.....	30
Gambar 2.21	<i>Nusselt Number</i> Vs θ pada Susunan <i>In-line</i> dengan variasi <i>Re</i> di <i>Tube 1</i> dan <i>Tube 2</i> Penelitian Wilson.....	31
Gambar 2.22	<i>Velocity Vector Diagram</i> pada Susunan <i>Staggered</i> Penelitian Wilson.....	31
Gambar 2.23	<i>Nusselt Number</i> Vs θ pada Susunan <i>Staggered</i> dengan variasi <i>Re</i> di <i>Tube 1</i> dan <i>Tube 2</i> Penelitian Wilson.....	31
Gambar 2.24	Perbandingan antara Susunan <i>Staggered</i> dan <i>In-line</i> untuk <i>friction factor</i>	32
Gambar 3.1	3D Visual Modelling domain <i>Compact Inlet Duct</i>	35
Gambar 3.2	Geometri Domain <i>Compact Inlet Duct</i> HRSG.....	35
Gambar 3.3	3D Visual Modelling domain <i>Conventional Inlet Duct</i>	36
Gambar 3.4	Geometri Domain <i>Conventional Inlet Duct</i> HRSG.....	36
Gambar 3.5	Meshing dan Keterangan Domain <i>Compact Inlet Duct</i>	38
Gambar 3.6	Meshing dan Keterangan Domain <i>Conventional Inlet Duct</i>	39
Gambar 4.1	Profil Kecepatan Axial Maksimum pada Posisi Potongan Tube Banks untuk <i>Conventional</i> (a) dan <i>Compact</i> (b).....	46
Gambar 4.2	Axial Velocity Profile di Inlet dan $Z = 0,10875$ Untuk <i>Conventional</i> (a) dan <i>Compact</i> (b).....	48
Gambar 4.3	Posisi Titik Pengamatan untuk Analisa Kontur.....	49

Gambar 4.4 Perbandingan Kontur <i>Velocity Magnitude</i> untuk <i>Conventional</i> dan <i>Compact</i>	51
Gambar 4.5 Kontur <i>Total Pressure</i> untuk <i>Compact</i> dan <i>Conventional</i>	53
Gambar 4.6 Kontur <i>Total Pressure</i> untuk <i>Compact</i> dan <i>Conventional</i>	56
Gambar 4.7 (a) <i>Velocity Vector</i> pada Midspan Kasus <i>Compact</i> (b) <i>Velocity Vector</i> pada Midspan Kasus <i>Conventional</i>	59
Gambar 4.8 (a) <i>Average Nusselt Number</i> Vs <i>L</i> (b) <i>Average Velocity</i> Vs <i>L</i>	60
Gambar 4.9 Skema Posisi <i>Tube</i> yang Diamati untuk Grafik <i>Local Nu</i> Vs θ	62
Gambar 4.10 (a) <i>Nu</i> Vs θ <i>Tube</i> Posisi Dekat Dinding Kanan <i>Compact</i> (b) <i>Nu</i> Vs θ pada <i>Tube</i> di Posisi Dekat Dinding Kiri Kasus <i>Compact</i>	63
Gambar 4.11 (a) <i>Nu</i> Vs θ <i>Tube</i> di Posisi Dekat Dinding Kanan <i>Conventional</i> (b) <i>Nu</i> Vs θ pada <i>Tube</i> di Posisi Dekat Dinding Kiri <i>Conventional</i>	65

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Definisi Daerah <i>Diffuser Stall</i> pada <i>2D Straight Wall Diffuser</i>	13
Tabel 2.2 Konstanta untuk Persamaan 2.2 pada <i>Tube Banks</i> ^[7]	18
Tabel 2.3 <i>Correction factor</i> (C_2) pada $N_L < 20$ ($Re_{D,max} \geq 10^3$), <i>Tube Tersusun Staggered</i> ^[7]	19
Tabel 2.4 Parameter Kondisi Gas	27
Tabel 2.5 Data <i>Average Axial Velocity</i> dan <i>Surface Area</i> dengan $\pm 25\%$ nilai <i>Average Axial Velocity</i>	29
Tabel 3.1 Data Sekunder <i>Flue Gas</i> dan <i>Steam</i> dengan Kondisi <i>Guarantee flow</i>	37
Tabel 3.2 Parameter Tahapan Processing	40
Tabel 4.1 <i>Grid Independency Study</i>	43
Tabel 4.2 Data pada <i>Superheater HRSG tipe Compact /</i> <i>Conventional</i> dengan Kondisi <i>Guarantee</i> <i>Flow</i>	44
Tabel 4.3 Perbandingan Nilai $\overline{Nu_D}$ Hasil Simulasi dengan Hasil Teori	48
Tabel 4.4 Data <i>RMS Velocity Magnitude</i> pada <i>plane</i> di $z = 0,10875$	49
Tabel 4.5 Koordinat potongan pada domain untuk <i>compact</i> <i>inlet duct</i> dan <i>conventional inlet duct</i>	50
Tabel 4.6 Perbandingan <i>Velocity Magnitude Contour</i> HRSG <i>Tipe Conventional</i> dan <i>Compact Inlet Duct</i>	51
Tabel 4.7 Perbandingan <i>Total Pressure Contour</i> HRSG Tipe <i>Conventional</i> dan <i>Compact Inlet Duct</i>	54
Tabel 4.8 Perbedaan Tekanan Absolut Rata-Rata Sebelum dan Sesudah Melewati <i>Tube Banks</i>	55
Tabel 4.9 Perbandingan <i>Total Pressure Contour</i> HRSG <i>Tipe Conventional</i> dan <i>Compact Inlet Duct</i>	56

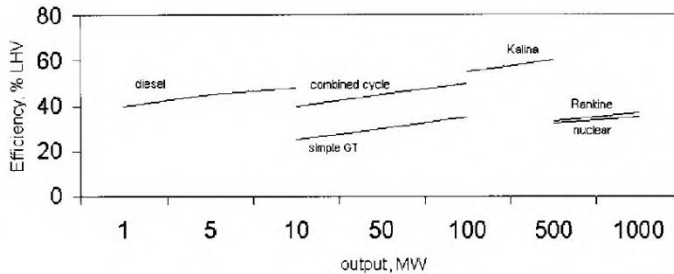
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kebutuhan peningkatan efisiensi dari suatu pembangkit energi listrik adalah hal yang sangat penting. Mengingat, hal ini dapat meningkatkan kapasitas produksi dan menekan biaya (*cost*). Pada pembangkit, yang mengaplikasikan siklus turbin gas sederhana (*simple gas turbine cycle*), dapat ditingkatkan efisiensinya dengan mengubah siklus menjadi siklus kombinasi (*combined cycle*).



Gambar 1.1 Perbandingan Efisiensi pada Aplikasi Siklus Termodinamika Secara Umum di Pembangkit (Marcel Dekker, 2003)

Siklus kombinasi memanfaatkan kembali energi termal yang diperoleh dari gas buang keluar turbin gas melalui suatu instalasi *heat exchanger*. Energi termal tersebut digunakan untuk menguapkan air sampai menjadi *steam*. *Steam* dapat digunakan untuk menggerakkan turbin uap atau digunakan untuk proses produksi lainnya. Instalasi *heat exchanger* yang digunakan untuk memproduksi *steam* ini adalah HRSG (*heat recovery steam generator*). Secara umum HRSG terdiri dari beberapa bagian utama, antara lain : *inlet duct*, *superheater*, *evaporator*, *economizer*, dan *stack*.

Bentuk geometri *inlet duct* dari HRSG memiliki efek yang signifikan pada keseragaman bentuk aliran fluida yang melewatinya. Hal ini berpengaruh pada peningkatan efisiensi pada *power plant* yang menerapkan siklus kombinasi (*combined cycle*), dimana HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*) adalah salah satu komponen utama.^[5]

Bentuk profil aliran mempengaruhi efisiensi dari perpindahan panas yang terjadi pada HRSG. Aliran gas yang memiliki profil kecepatan yang tidak seragam (*non-uniform*) menyebabkan *heat transfer* yang tidak seragam. Dampak dari kondisi ini adalah *heterogeneous thermal absorption* pada titik atau posisi yang berbeda pada pipa di *superheater* dan *evaporator*. Hal ini menunjukkan bahwa kualitas dari aliran adalah salah satu faktor yang menentukan jumlah *heat transfer* yang terjadi.^[5]

Kondisi ideal aliran yang masuk dalam medan *heat transfer* HRSG adalah *uniform*. Akan tetapi, pada kenyataannya kecepatan dan temperatur yang masuk memiliki profil yang bervariasi dan tidak memiliki nilai yang sama. Ketidakseragaman aliran ini menyebabkan *tube* yang berada pada posisi bawah menerima energi termal yang lebih dibandingkan dengan *tube* yang berada pada posisi atas. Perbedaan temperatur dan ketidakseragaman aliran akan memicu masalah, termasuk merusak komponen-komponen *heat exchanger* yang ada di HRSG.^[5]

Bagian atas dari *tube* di *superheater modul* dan *evaporator modul* mendapatkan transfer panas yang relatif lebih rendah. Kondisi ini memicu perbedaan temperatur yang dapat mengakibatkan *heat stress* dan berakibat pada kegagalan HRSG. Kombinasi dari efek ini akan berakibat pada biaya operasi dan perawatan. Hal ini menunjukkan bahwa kondisi aliran memiliki andil yang besar dalam operasional HRSG, sehingga perlu diadakannya *improvement*.^[5]



Gambar 1.2 Salah Satu Jenis HRSG milik PT. Alstom Power Energy Systems Indonesia

PT Alstom Energy Systems Indonesia, adalah salah satu perusahaan yang bergerak di bidang manufaktur HRSG, memproduksi HRSG tipe horizontal dengan bentuk *inlet duct* yang berbeda dengan sebelumnya. *Inlet duct* yang digunakan sekarang memiliki dimensi yang lebih pendek yang disebut sebagai HRSG tipe *compact inlet duct*. HRSG lama memiliki dimensi *inlet duct* ke arah horizontal yang lebih panjang yang disebut sebagai HRSG tipe *conventional inlet duct*. Studi kasus untuk melihat pengaruh perubahan *inlet duct* pada HRSG PT. Alstom Energy Systems Indonesia belum dilakukan. Hal tersebut melatarbelakangi dilaksanakannya penelitian Tugas Akhir ini yang berjudul “Studi Numerik Pengaruh Perubahan Dimensi *Inlet Duct* HRSG PT Alstom Terhadap Bentuk Aliran dan *Heat Transfer* di *Superheater Tube*”.

1.2 Perumusan Masalah

Pada penelitian tugas akhir ini dilakukan simulasi numerik tiga dimensi aliran melewati HRSG. Simulasi dilakukan untuk mengetahui fenomena perpindahan panas yang terjadi pada *superheater tube* HRSG yang memiliki susunan *staggered*, dengan variasi geometri *inlet duct* HRSG. Berdasarkan hasil terhadap simulasi yang dilakukan, diketahui bentuk profil aliran yang melewati HRSG. Hasil yang berupa data tersebut kemudian

dianalisis. Analisis yang dilakukan adalah analisis keseragaman profil aliran dan perpindahan panas yang terjadi, sehingga didapatkan perbandingan bentuk geometri *inlet duct* yang paling efektif.

1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan dan asumsi yang diambil dalam tugas akhir ini adalah:

- Pengambilan data sekunder dilakukan di PT. Alstom Energy Systems Indonesia.
- Simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* FLUENT 6.3.26.
- Aliran *flue gas* yang melalui HRSG diasumsikan dalam kondisi *steady*.
- Aliran *flue gas* adalah *incompressible flow*.
- *Flue gas* dianggap sebagai udara dengan *properties* ditentukan sesuai dengan kondisi operasi.
- Simulasi dilakukan dengan domain saluran masuk, *inlet duct*, dan **tiga baris** susunan *superheater tube* pertama yang tersusun *staggered*.
- Parameter yang divariasikan adalah bentuk geometri *inlet duct* (*compact* dan *conventional*) HRSG.
- Profil aliran *flue gas* yang masuk ke HRSG diasumsikan *uniform flow*.
- Tidak ada *heat loss* yang terjadi ke luar sistem HRSG.
- Radiasi dan *fouling factor* diabaikan.
- *Superheater tube* yang dimodelkan pada *software* FLUENT 6.3.26 adalah *tube* tanpa fin (*bare tube*).
- Tidak terdapat *duct burner* dan *perforated plate* pada *inlet duct*.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari tugas akhir ini adalah :

- Mengetahui karakteristik aliran dan perpindahan panas yang terjadi pada *HRSG* saat beroperasi pada kondisi *guarantee flow*, dengan variasi bentuk geometri *inlet duct*, yaitu *compact inlet duct* dan *conventional inlet duct*.
- Mendapatkan data kuantitatif berupa nilai parameter hasil kalkulasi, serta data kualitatif berupa visualisasi aliran yang melewati *inlet duct* dan *superheater tube* dalam bentuk tampilan kontur kecepatan, temperatur, vektor aliran, dan plot grafik di beberapa posisi pengamatan.

1.5 Manfaat Penelitian

Dalam tugas akhir ini, diharapkan dapat menambah wawasan dan pengetahuan mahasiswa secara umum dan penulis khususnya dalam melakukan simulasi aliran fluida pada *HRSG* dengan menggunakan *software* FLUENT. Selain itu, tugas akhir ini dapat dijadikan sebagai literatur bagi peneliti lain dalam penyusunan karya ilmiah maupun jurnal.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN, berisi uraian singkat mengenai latar belakang penelitian, perumusan masalah yang menguraikan masalah yang berkaitan dengan penelitian yang dilakukan, menentukan batasan masalah, memaparkan tujuan dan manfaat penelitian, serta sistematika penulisan tugas akhir.

BAB II DASAR TEORI, berisi informasi tentang siklus kombinasi (*combined cycle*), *HRSG*, *diffuser*, aliran melalui *internal circular pipe*, aliran melintasi *tube banks*, pemodelan numerik, RMS kecepatan, dan studi literatur yang digunakan untuk menunjang penelitian tugas akhir ini.

BAB III METODOLOGI, berisi tentang prosedur penelitian yang digunakan, meliputi tahap-tahap penelitian, tahap *pre-processing*, *processing* dan *post-processing* yang dilakukan menggunakan *software* Gambit 2.4.6 dan Fluent 6.3.26.

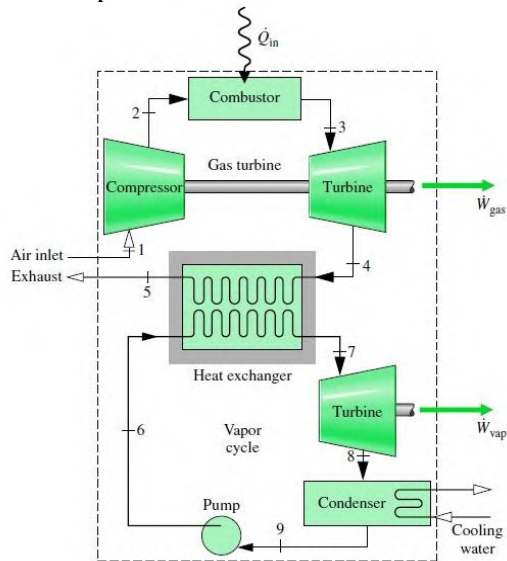
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN, berisi tentang hasil simulasi numerik dari proses kalkulasi yang dilakukan oleh *software FLUENT (post processing)*. Data yang tersedia adalah data kualitatif berupa kontur distribusi temperatur, distribusi kecepatan, tekanan dan data kuantitatif berupa grafik. Hasil yang diperoleh dianalisis dan dibahas.

BAB V KESIMPULAN, terdiri dari kesimpulan dari pembahasan analisa data hasil numerik (*post processing*) dan saran yang perlu diberikan.

BAB II DASAR TEORI

2.1 Siklus Kombinasi (*Combined Cycle*)

Siklus kombinasi adalah siklus yang memanfaatkan energi panas dari satu siklus (*one cycle*) dimana sebagian atau seluruh dari energi tersebut digunakan untuk siklus yang lain (*other cycle*). Aplikasi siklus kombinasi umumnya digunakan pada sistem turbin gas dan turbin uap. Siklus ini memanfaatkan panas buang yang keluar dari turbin gas. Gas panas yang keluar tersebut dapat dimanfaatkan kembali untuk menguapkan air yang telah melewati kondenser. Salah satu cara yang digunakan untuk memanfaatkan panas dari gas buang ini adalah dengan menggunakan *Heat Steam Recovery Generator (HRSG)*. Gambar 2.1 menampilkan skema sederhana dari siklus kombinasi.

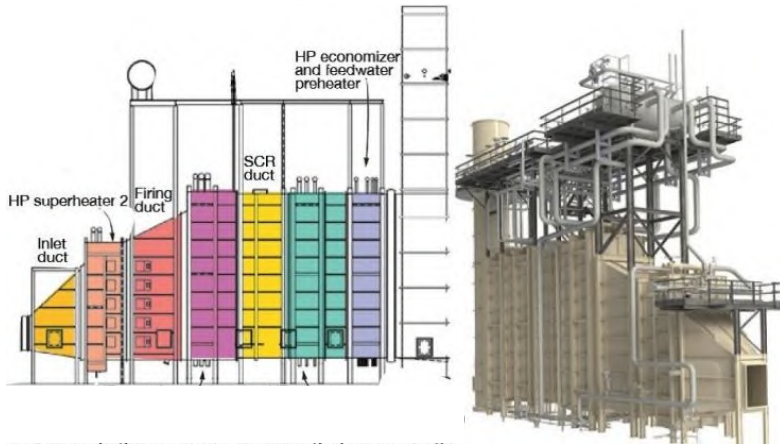


Gambar 2.1 Siklus Kombinasi ^[10]

Siklus ini dinilai memiliki efisiensi termal yang lebih tinggi dibandingkan kedua siklus tersebut bekerja secara sendiri – sendiri.

2.2 HRSG (*Heat Recovery Steam Generator*)

HRSG adalah suatu komponen yang digunakan untuk menghasilkan uap panas (*steam*) yang dapat dimanfaatkan untuk keperluan lebih lanjut. HRSG biasanya digunakan di dalam sebuah pembangkit tenaga (*power plant*) yang menggunakan siklus kombinasi (*combine cycle*). HRSG bekerja dengan cara menerima energi termal dari *flue gas* yang keluar dari turbin gas. Selanjutnya, energi termal tersebut digunakan untuk memproduksi uap panas (*steam*) dari air yang dialirkan di dalam *heat exchanger tube*. Uap panas ini digunakan untuk menggerakkan *steam turbine* atau digunakan untuk proses lain. Secara umum HRSG bermanfaat untuk meningkatkan efisiensi dari *power plant*. Konstruksi umum HRSG ditunjukkan pada Gambar 2.2.



Gambar 2.2 Skema Umum Konstruksi HRSG
(<http://www.cci-online.com>, 2015)

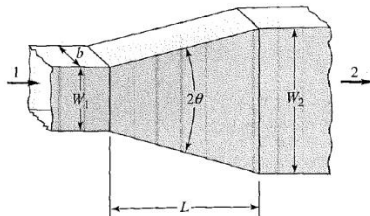
Proses perpindahan panas yang terjadi di HRSG dalam kondisi optimal, apabila profil aliran *flue gas* yang terbentuk adalah *uniform*. Bentuk aliran tersebut dipengaruhi oleh bentuk geometri dari *inlet duct*, maka diperlukan desain *inlet duct* yang baik.

Inlet Duct HRSG

Inlet duct adalah bagian pada HRSG yang terhubung ke *gas turbine exhaust flange* dan menyalurkan *flue gas* ke permukaan pemanasan awal. *Inlet duct* didesain untuk mendapatkan profil aliran yang seseragam mungkin. Hal ini bertujuan untuk mengoptimalkan *pressure drop* dan mengurangi turbulensi dari *flue gas* karena memiliki kecepatan yang tinggi. Turbulensi dapat menyebabkan tidak meratanya temperatur aliran karena ada panas terkonsentrasi pada titik tertentu (*localized overheating*). Untuk membuat aliran yang *uniform* dibutuhkan suatu *flow correction device* atau dengan membuat variasi dimensi dari *inlet duct* HRSG. Bentuk dari *inlet duct* HRSG dasarnya adalah seperti sebuah *diffuser* dan memiliki bentuk *cross sectional area* berupa *rectangular duct*.

2.3 Diffuser

Diffuser merupakan bentuk saluran tertutup yang mengalami pembesaran luas penampang melintang searah dengan lintasan aliran utama. Bentuk *flat-walled diffuser* ditunjukkan oleh Gambar 2.3.



Gambar 2.3 A Flat-Walled Diffuser Geometry
(Paul De Jonge, 2012)

Diffuser digunakan untuk mengatur karakteristik dari aliran. *diffuser* bertujuan untuk mengurangi kecepatan dan meningkatkan tekanan dari fluida. Hal ini sesuai dengan persamaan yang digunakan. Persamaan pertama adalah konservasi massa, dimana :

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho V \cdot dA = 0 \dots\dots\dots(2.1)$$

, dengan asumsi :
 1. *Steady flow*
 2. *Incompressible flow*
 3. *Properties* fluida tidak berubah

, maka persamaan diatas menjadi :

$$\begin{aligned} \int_{CS} \rho V \cdot dA &= 0 \\ \int_{CS_2} \rho V \cdot dA - \int_{CS_1} \rho V \cdot dA &= 0 \\ \rho V_2 A_2 - \rho V_1 A_1 &= 0 \\ V_2 A_2 &= V_1 A_1 \\ V_2 &= \frac{V_1 A_1}{A_2} \dots\dots\dots(2.2) \end{aligned}$$

, dimana :
 V_1 = Kecepatan *inlet* (m/s)
 A_1 = Luasan *inlet* (m²)
 V_2 = Kecepatan *outlet* (m/s)
 A_2 = Luasan *outlet* (m²)

Berdasarkan persamaan di atas dapat diketahui bahwa pada saat aliran mencapai bagian *outlet diffuser* dengan luasan

yang lebih besar daripada *inlet*, maka diketahui bahwa kecepatan *outlet* (V_2) lebih kecil.

Perubahan tekanan pada aliran juga terjadi. Berdasarkan persamaan Bernoulli, untuk kondisi aliran dari *inlet* ke *outlet*.

$$\frac{P_1}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 = \frac{P_2}{\rho} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2$$

, dengan asumsi :

1. *Steady flow along stream line*
2. *Incompressible flow*
3. *Frictionless flow*

$$P_2 = \frac{P_1}{\rho} + \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{2} + g(z_1 - z_2) \dots\dots\dots (2.3)$$

, dimana :

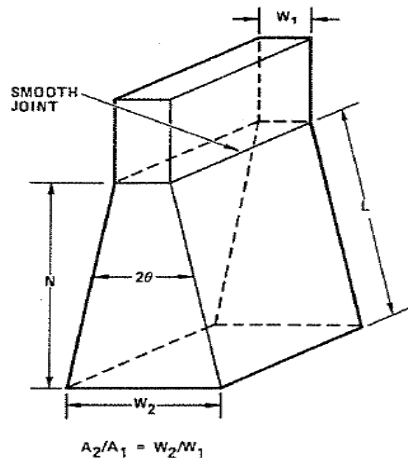
- V_1 = Kecepatan *inlet* (m/s)
- P_1 = Tekanan pada sisi *inlet* (N/m²)
- V_2 = Kecepatan *outlet* (m/s)
- P_2 = Tekanan pada sisi *outlet* (N/m²)
- z_2 = Ketinggian *outlet* (m)
- z_1 = Ketinggian *inlet* (m)

Pembesaran area dari *diffuser* menyebabkan penurunan kecepatan dan mengakibatkan peningkatan tekanan pada aliran.

Diffuser Stall dan Peta Kestabilan Difuser untuk Symmetric Flat Wall Diffuser (Blevins, 1984)

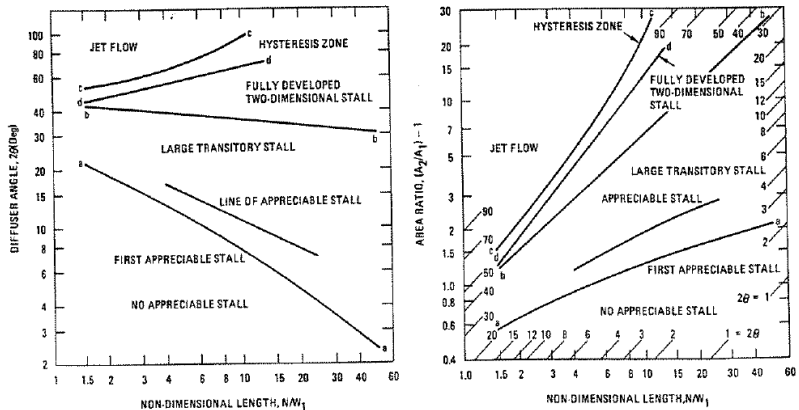
Diffuser stall adalah aliran terseparasi dari dinding-dinding difuser dan membentuk daerah aliran *unsteady separated flow* yang cukup besar. Bentuk *diffuser stall* diilustrasikan dalam Tabel 2.1 untuk *two-dimensional symmetric diffuser flat wall diffuser* yang ditunjukkan pada Gambar 2.4. *Diffuser stall* mempengaruhi tekanan dan profil aliran yang keluar dari difuser. Separasi aliran akibat *stall* dapat menghalangi aliran utama difuser, menyebabkan ketidakstabilan dan bentuk profil aliran

yang tidak simetris pada bagian keluar difusernya. Secara umum, *diffuser stall* adalah fungsi dari : kondisi aliran masuk difuser, kondisi aliran keluar difuser, *reynolds number*, *mach number*, dan geometri dari difuser.




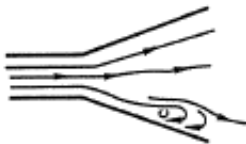
Gambar 2.4 Two-dimensional Straight Wall Diffuser

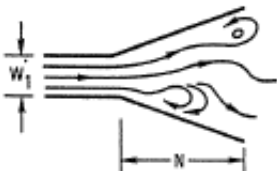

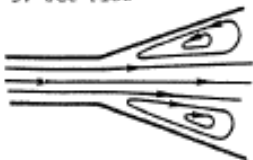
Pada kasus aliran turbulen, dengan $Re > 50.000$, karakteristik *stall* didominasi oleh adalah fungsi dari bentuk geometri difusernya. Pengelompokkan daerah-daerah aliran *stall* pada difuser *flat wall* berdasarkan geometrinya, ditunjukkan oleh peta kestabilan difuser pada Gambar 2.5.



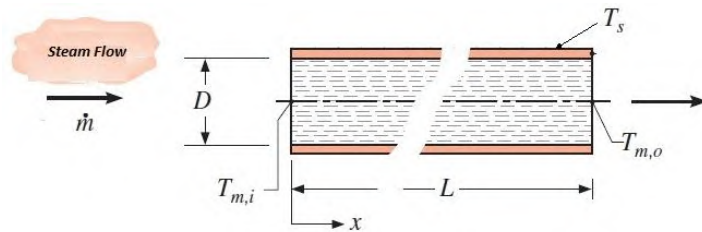
Gambar 2.5 Peta Kestabilan Difuser untuk
2D Straight Wall Diffuser

Tabel 2.1 Definisi Daerah *Diffuser Stall* pada *2D Straight Wall Diffuser*

Deskripsi	Karakteristik
<p>1. Unstalled</p> 	<p>Aliran mengikuti kontur dari difuser. Aliran relatif <i>steady</i>.</p>
<p>2. Appreciable Stall</p> 	<p>Umumnya aliran mengikuti kontur difuser. <i>Boundary layer</i> membesar. Daerah separasi kecil dan aliran yang acak mulai terlihat pada sudut-sudut, dan memenuhi 1/5 dari dinding difuser</p>

Deskripsi	Karakteristik
<p>3. Large Transitory Stall</p> 	<p>Pola aliran secara keseluruhan tidak menentu dengan fluktuasi tekanan yang besar. Daerah <i>stall</i> dengan <i>backflow</i> terbentuk, kemudian menghilang.</p> <ul style="list-style-type: none"> • $N/W_1 < 4$: <i>stalls</i> muncul pada salah satu dinding difuser saja • $4 < N/W_1 < 12$: <i>stalls</i> muncul pada kedua dinding difuser • $N/W_1 > 16$: <i>stalls</i> muncul pada <i>parallel walls</i>
<p>4. Fully Developed Stall</p> 	<p>Aliran terseparasi dekat <i>throat</i> dan membentuk <i>vortex</i> yang besar, stabil, dan tetap pada salah satu dinding difuser, dimana aliran pada dinding satu lagi tetap mengikuti kontur difusernya</p>
<p>5. Jet Flow</p> 	<p>Aliran terseparasi pada daerah di kedua dinding difuser dekat <i>throat</i>. <i>Vortex</i> yang tetap dan berukuran relatif besar terbentuk pada daerah kedua dinding. <i>Pressure recovery</i> sangat buruk.</p>

2.4 Aliran Internal Melalui *Circular Pipe*



Gambar 2.6 Aliran Melewati *Circular Pipe* ^[7]

Nilai *Nusselt number* pada aliran internal dalam pipa dirumuskan dengan Persamaan 2.4 (*Dittus Boelter Equation*).

$$Nu_{DS} = 0.023 Re_{DS}^{4/5} Pr_b^n \dots\dots\dots (2.4)$$

$$\left[\begin{array}{l} 0.6 \leq Pr_b \leq 160 \\ Re_{DS} \geq 10.000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

, dimana :

Re_{DS} = *Reynold number* aliran *steam* yang mengalir dalam *tube*

Pr_b = *Prandtl number* aliran *steam* yang mengalir dalam *tube*

Nu_{DS} = *Local Nusselt number* pada aliran dalam *tube*

$n = 4$ untuk kondisi *heating* (fluida dalam pipa dipanaskan)

$n = 3$ untuk kondisi *cooling* (fluida dalam pipa didinginkan)

Perhitungan Re_D *steam* dirumuskan dengan Persamaan 2.5, dengan properties ditinjau berdasarkan *mean temperature* (T_m) dan tekanannya.

$$Re_{DS} = \frac{\rho_s V_s D_{ht}}{\mu_s} \dots\dots\dots (2.5)$$

, dimana :

- ρ_s : massa jenis *steam* yang mengalir dalam *tube* (kg/m³)
 V_s : kecepatan aliran *steam* yang mengalir dalam *tube* (m/s)
 D_{ht} : diameter dalam *tube* (m)

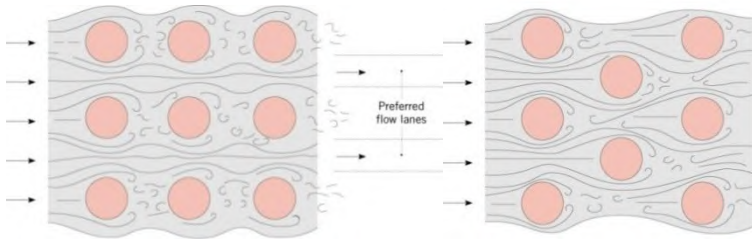
Perhitungan untuk *convection heat transfer coefficient* dirumuskan dengan Persamaan 2.6.

$$h_s = \frac{Nu_{DS} k_{fs}}{D_{ht}} \dots\dots\dots (2.6)$$

, dimana :

- h_s : *Local convection heat transfer coefficient* aliran *steam* dalam *tube* (W/m² K)
 k_{fs} : *Thermal conductivity* aliran *steam* dalam *tube* (W/m K)

2.5 Aliran Melintasi Tube Banks dengan Susunan In-line (kiri) dan Staggered (kanan)

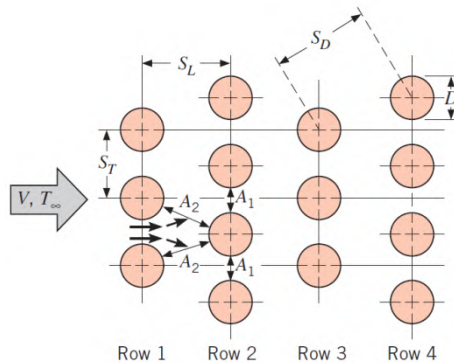


Gambar 2.7 Pola Aliran Melalui Tube Banks dengan Susunan In-line (kiri) dan Staggered (kanan) ^[7]

Pada aliran melalui multi *tube*, menurut susunannya dapat dibedakan menjadi 2 jenis, yaitu kondisi aliran pada *in-line arrangement* dan *staggered arrangement*. Parameter geometri dari susunan *tube*, antara lain : diameter *tube* (D), *transverse pitch* (S_T), dan *longitudinal pitch* (S_L), mempengaruhi posisi titik separasi dan *wake*, dimana hal ini akan berpengaruh terhadap *heat transfer* yang terjadi.

Staggered Arrangement Tube Banks

Struktur aliran di dalam *channel* yang terbentuk oleh *tube bank* secara signifikan dipengaruhi oleh konfigurasi *tube* seperti susunan *staggered*. Pada *tube* tersusun *staggered*, parameter geometri yang digunakan adalah diameter (D), *transverse pitch* (S_T), dan *longitudinal pitch* (S_L). Selanjutnya, karakteristik aliran yang melintasi *tube banks* akan didominasi oleh *boundary layer separation* dan *wake interactions* di *tube* yang berpengaruh terhadap *convection heat transfer coefficient*. Adapun geometri dari *tube* tersusun *staggered* diilustrasikan pada Gambar 2.8.



Gambar 2.8 Tube Banks Tersusun Staggered^[7]

2.5.1 Zukauskas Correlation

Perhitungan *average Nusselt number* ($\overline{Nu_D}$) secara keseluruhan pada *tube banks*, maka dapat menggunakan *Zukauskas correlation* yang dirumuskan dalam Persamaan 2.7 sebagai berikut.^[7]

$$\overline{Nu_D} = C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \dots\dots\dots (2.7)$$

$$N_L \geq 20; 0.7 \leq Pr \leq 500; 1000 \leq Re_{D,max} \leq 2 \times 10^6$$

$Re_{D,max}$ yang dimaksud adalah berdasarkan kecepatan maksimum (V_{max}) yang terjadi disusunan *tube banks*. Pada *tube* tersusun *staggered*, V_{max} dapat terjadi di *transverse plane* (A_1) atau *diagonal plane* (A_2). Oleh karena itu, *row space* akan

dianalisa menggunakan Persamaan 2.8 yang dipaparkan sebagai berikut.

$$S_D = \left[S_L^2 + \left(\frac{S_T}{2} \right)^2 \right]^{0.5} < \frac{S_T + D}{2} \text{ atau } 2(S_D - D) < (S_T - D) \dots\dots\dots (2.8)$$

Jika $(S_T - D)$ lebih besar dibandingkan $2(S_D - D)$, maka V_{\max} terjadi di A_2 . V_{\max} pada *diagonal plane* (A_2) dirumuskan dengan Persamaan 2.5. Sebaliknya, jika $(S_T - D)$ lebih kecil daripada $2(S_D - D)$, maka V_{\max} terjadi di A_1 . V_{\max} pada *transversal plane* (A_1) dirumuskan dengan Persamaan 2.9.

$$V_{\max, A1} = \frac{S_T}{S_T - D} V \dots\dots\dots (2.9)$$

Sedangkan V_{\max} di A_2 ,

$$V_{\max, A2} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V \dots\dots\dots (2.10)$$

Untuk perhitungan $Re_{D, \max}$,

$$Re_{D, \max} = \frac{\rho V_{\max} D}{\mu} \dots\dots\dots (2.11)$$

Seluruh *properties* dari fluida kecuali Pr_s dievaluasi menggunakan temperatur rata-rata antara *inlet* dan *outlet*, sedangkan konstanta C dan m pada Persamaan 2.7 dipaparkan dalam Tabel 2.1. Jika $N_L < 20$, maka *correction factor* dapat ditambahkan dalam Persamaan 2.12.

$$\overline{Nu}_{D|N_L < 20} = C_2 \overline{Nu}_{D|N_L < 20} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana, konstanta C_2 dituliskan dalam Tabel 2.2.

Tabel 2.2 Konstanta untuk Persamaan 2.2 pada Tube Banks

[7]

Konfigurasi	$Re_{D, \max}$	C	M
Staggered	$10 - 10^2$	0,90	0,40
	$10^2 - 10^3$	0,5	0,5
$S_T/S_L < 2$	$10^3 - 2 \times 10^5$	$0,35(S_T/S_L)^{1/5}$	0,60
$S_T/S_L > 2$	$2 \times 10^5 - 2 \times 10^6$	0,022	0,84

Tabel 2.3 Correction factor (C_2) pada $N_L < 20$ ($Re_{D,max} \geq 10^3$), Tube Tersusun Staggered^[7]

N_L	1	2	3	4	5	7	10	13	16
C_2	0,64	0,76	0,84	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

Selanjutnya, hasil dari Persamaan 2.12 dapat digunakan untuk menghitung *convection heat transfer coefficient* sebagai berikut.

$$\bar{h} = \overline{Nu_D} \frac{k_f}{D} \dots \dots \dots (2.13)$$

Sehingga *heat transfer rate per unit length* pada *tube* dapat dievaluasi menggunakan persamaan berikut.

$$q' = N(\bar{h}\pi D \Delta T_{lmt d}) \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana, $\Delta T_{lmt d}$ merupakan *log mean temperature difference* yang dapat dihitung dari parameter temperatur *inlet*, *outlet*, dan permukaan *tube*. Adapun persamaannya dirumuskan sebagai berikut.

$$\Delta T_{lmt d} = \frac{(T_s - T_i) - (T_s - T_o)}{\ln \left(\frac{T_s - T_i}{T_s - T_o} \right)} \dots \dots \dots (2.15)$$

Untuk temperatur *outlet* yang belum diperoleh datanya dapat diprediksi secara empiris menggunakan persamaan berikut.

$$\frac{T_s - T_o}{T_s - T_i} = \exp \left(- \frac{\bar{h} \pi D N}{\rho V N_T S_T C_p} \right) \dots \dots \dots (2.16)$$

Adapun parameter yang divalidasi dalam penelitian ini adalah $\overline{Nu_D}$.

2.5.2 Grimison Model

Perhitungan *average Nusselt number* ($\overline{Nu_D}$) secara keseluruhan pada *tube banks* berdasarkan *Grimison model* dirumuskan dalam Persamaan 2.17^[4]

$$\overline{Nu_D} = 1,13 C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \dots \dots \dots (2.17)$$

$$Pr \geq 0,7 ; 2000 < Re_{D,max} < 40.000$$

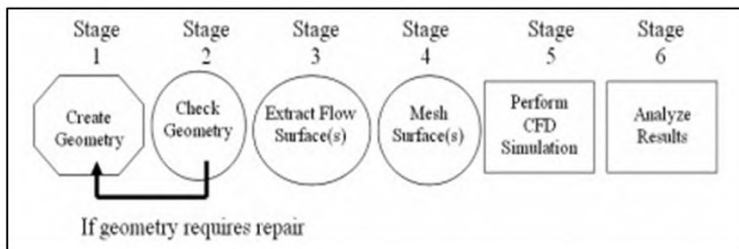
Nilai C_1 , C_2 , dan m dapat diketahui dengan persamaan yang terlampir pada Lampiran 2, dan nilai V_{\max} dihitung berdasarkan Persamaan 2.18.

$$V_{\max,A1} = \frac{S_T}{S_T - D} V, \quad \text{untuk} \quad S_D \geq \frac{S_T + D}{2}$$

$$V_{\max,A2} = \frac{S_T}{2(S_D - D)} V, \quad \text{untuk} \quad S_D \geq \frac{S_T + D}{2} \dots\dots\dots (2.18)$$

2.6 Pemodelan Numerik

Computational Fluid Dynamics adalah ilmu prediksi *fluid flow*, *heat transfer*, *mass transfer*, *chemical reactions* dengan menyelesaikan persamaan matematika yang dihasilkan dari proses kalkulasi numerik. Proses kalkulasi dihitung menggunakan *software* yang menggunakan *finite volume method* dimana fluida diperlakukan menjadi volume-volume kecil, kemudian melalui algoritma tertentu untuk menyelesaikan persamaan Navier-Stokes. Simulasi menggunakan CFD menghasilkan parameter-parameter seperti tekanan, temperatur, dan kecepatan.



Gambar 2.9 Tahapan-Tahapan Metode CFD

Secara garis besar CFD terdiri dari tiga tahapan proses pengerjaan, yaitu *pre-processing* (spesifikasi geometri, pemilihan *turbulence model*, spesifikasi parameter, penentuan *boundary condition*, dan pemilihan *grid*), *processing* dan *post-processing* (penampilan data secara deskriptif / *visualization* dan kuantitatif)

Pada kasus aliran dan perpindahan panas, iterasi pada pemodelan numerik berdasar pada 3 persamaan utama. Pertama menggunakan persamaan kontinuitas.

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz = - \frac{\partial \rho}{\partial t} (dx dy dz)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \dots\dots\dots (2.19)$$

, dimana :

$$div = \nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + k \frac{\partial}{\partial z} \dots\dots\dots (2.20)$$

, maka :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \mathbf{u}) = 0 \dots\dots\dots (2.21)$$

Kedua, iterasi berdasarkan persamaan momentum fluida untuk sistem koordinat *cartesian*, ditunjukkan pada Persamaan 2.22.

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \rho g_x - \frac{\partial \rho}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = \rho g_y - \frac{\partial \rho}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = \rho g_z - \frac{\partial \rho}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \dots\dots\dots (2.22)$$

Ketiga, iterasi berdasarkan persamaan energi.

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{v^2}{2} \right) = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) -$$

$$\frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} - \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} +$$

$$\frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w \tau_{zy})}{\partial z} +$$

$$\rho f \cdot V \dots\dots\dots (2.23)$$

Deskripsi *Turbulence Model*

A. Spallart-Almaras

Persaman yang digunakan didesain secara spesifik untuk aliran yang terikat dengan wall dan memiliki *mesh* yang baik di sekitar *wall*. Model ini cocok untuk *meshing* dengan ukuran yang besar. Tidak maksimal untuk menyimulasikan aliran 3D yang bebas tegangan geser dan separasi yang kuat.

B. Standard k- ϵ

Berdasar dari persamaan *two transport* dengan menggunakan k dan ϵ . Model ini dapat menyelesaikan kasus *viscous heating*, *bouyancy*, dan *comoressibility* yang dapat diselesaikan dengan model k- ϵ lainnya. Valid untuk aliran yang *fully turbulent*. Kinerja buruk untuk aliran kompleks yang meliputi separasi dan *strong stram line curvature*.

C. RNG k- ϵ

Salah satu dari variasi k- ϵ . Persamaan dan koefisien diturunkan secara analitis. Baik digunakan untuk *highly strained flows*, memprediksi *swirling*, dan aliran dengan bilangan Reynolds yang rendah.

D. Realizable k- ϵ

Variasi dari pemodelan k- ϵ , variasi ini memungkinkan menentang *constrain* matematis sehingga dapat meningkatkan performa dari pemodelan ini. Model ini lebih akurat dan lebih mudah konvergen dibanding RNG

E. Standard k- ω

Model persamaan *two transport* dengan menggunakan k dan ω . Menunjukkan hasil yang sangat baik untuk aliran dengan bilangan Reynolds yang rendah dan aliran yang terikat oleh *wall*. Model ini juga cocok untuk *transitional*, *free shear*, dan *compressible flow*. Kelebihan lainnya, model ini juga dapat menyimulasikan aliran dengan *boundary layer* yang kompleks dengan *adverse pressure gradient* dan separasi.

F. SST k- ω

Pemodelan ini sangat dipengaruhi oleh jarak terhadap *wall*, sehingga tidak cocok untuk *free shear flow*. Selain itu, model ini juga tidak dapat digunakan untuk *compressible flow*.

G. RSM (*Reynolds Stress Model*)

Pemodelan yang paling teliti dari Fluent. Model ini melakukan kalkulasi tanpa menggunakan asumsi *isotropic viscosity*. Model ini digunakan untuk *highly swirling flows*. Model ini lebih sulit untuk konvergen karena menyertakan persamaan-persamaan tambahan. Sangat baik untuk aliran 3D kompleks dengan *strong streamline curvature* dan *strong swirl*.

2.7 RMS Kecepatan (*Velocity Magnitude Root Mean Square*)

Pengukuran profil aliran diukur pada posisi setelah aliran meninggalkan *inlet duct*. Perhitungan RMS dirumuskan dengan Persamaan 2.24.^[1]

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_i^n \xi_i^2}{n}} \dots \dots \dots (2.24)$$

$$\xi = \frac{u_i - u_{av}}{u_{av}} \dots \dots \dots (2.25)$$

, dimana :

- u_i = kecepatan local
- u_{av} = kecepatan rata-rata
- n = jumlah grid
- ξ = fluktuasi kecepatan

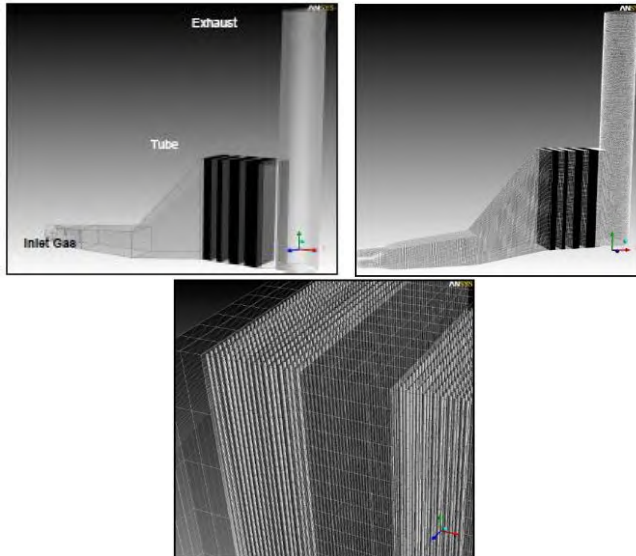
Nilai RMS ini menunjukkan kualitas keseragaman (*uniformity*) dari aliran. Semakin kecil nilai RMS, profil aliran semakin seragam karena menunjukkan variasi dari aliran semakin kecil.

\

2.8 Penelitian Terkait

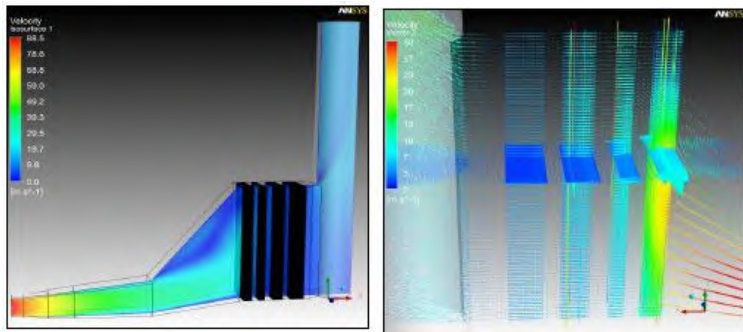
2.8.1 Ivan, dkk (2014)

Penelitian yang dilakukan oleh Ivan dkk, memiliki judul “*CFD Simulations Of Heat Recovery Steam Generators Including Tube Banks*”. Ivan dkk melakukan simulasi numerik aliran melalui HRSG tipe *vertical tube* beserta jajaran *heat exchanger tube banks* dengan menggunakan *software* ANSYS FLUENT dengan parameternya adalah *3D steady state, incompressible, standard k- ϵ turbulence model*, dan residual yang digunakan adalah 10^{-4} .

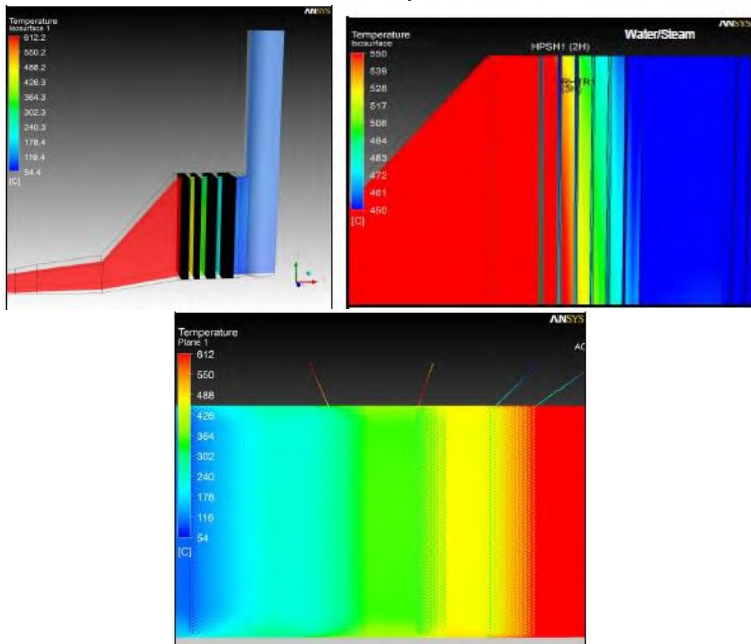


Gambar 2.10 Geometri dan *Meshing* domain HRSG Ivan dkk

Data kualitatif dari hasil simulasi Ivan dkk, ditunjukkan pada Gambar 2.11 dan 2.12.

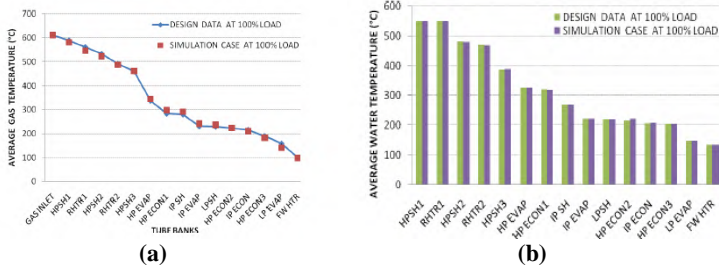


Gambar 2.11 Gas Velocity Contour Ivan dkk



Gambar 2.12 Gas Temperature Contour Ivan dkk

Grafik data kuantitatif dari hasil simulasi Ivan dkk, ditunjukkan pada Gambar 2.13.



Gambar 2.13 (a) Average Gas Temperature setelah melewati setiap Susunan Heat Exchanger Tube Bundle
(b) Perbandingan Average Outlet Water Temperature dari setiap Tube Bundle dengan Design Data

Data hasil simulasi dibandingkan dengan data desainnya.

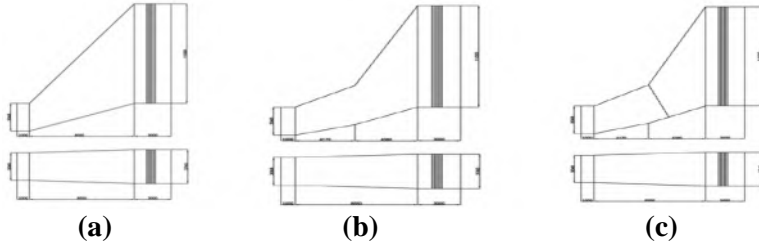
Kesimpulan yang didapat dari penelitian ini antara lain :

1. Pada bagian aliran *water/steam*, HP ECON2 memiliki eror relatif dari nilai temperatur keluar sebesar 1.08% (beda nilai : 5,2 °C), sedangkan untuk yang lainnya memiliki eror di bawah 1%.
2. Pada bagian aliran *gas*, terdapat perbedaan temperatur pada hasil kalkulasi Fluent dan *design data*. Seperti pada *low pressure evaporator* dimana temperatur keluaran setelah melewati LP EVAP tersebut memiliki perbedaan 18°C dengan *design data* (11 %). Sedangkan perbedaan temperatur antara keluaran dari *feedwater heater* dengan *design data* memiliki perbedaan 1,2°C (1,7%).

2.8.2 Immanuel, E. Jesulin (2015)

Penelitian yang dilakukan oleh Immanuel, memiliki judul “*Numerical Analysis of HRSG Inlet Duct For Uniform Gas Flow Distribution*”. Immanuel melakukan simulasi numerik aliran melalui HRSG tipe *vertical tube* dengan 3 kasus. Kasus pertama adalah aliran melewati HRSG dengan *conventional straight inlet duct*. Kasus kedua adalah aliran melewati HRSG dengan

composite angle inlet duct. Kasus ketiga adalah aliran melewati HRSG dengan *composite angle inlet duct* yang dilengkapi dengan *perforated plate*.



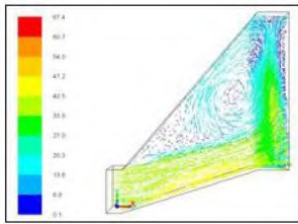
Gambar 2.14 (a) HRSG Conventional Straight Inlet Duct
(b) HRSG Composite Angle Inlet Duct
(c) HRSG Composite Angle Inlet Duct with Perforated Plate

Parameter kondisi gas yang digunakan pada simulasi dilampirkan pada Tabel 2.4.

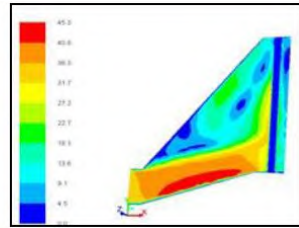
Tabel 2.4 Parameter Kondisi Gas

Sl.No	Description	Unit	Value
1	GT Exhaust flow	t/h	487
2	GT Exhaust temperature	°C	563.4
3	GT Exhaust composition		
	N2	%Vol	71.07
	CO2	%Vol	3.46
	O2	%Vol	12.94
	H2O	%Vol	11.69
	Ar	%Vol	0.85
4	Flue gas density	kg/m3	0.4079
5	Hydraulic diameter	m	3.08

Data kualitatif hasil simulasi Immanuel dilampirkan pada Gambar 2.15, 2.16, dan 2.17.

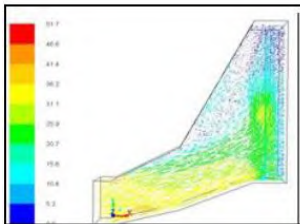


(a)

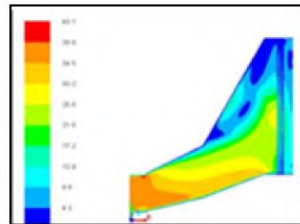


(b)

**Gambar 2.15 (a) Velocity Vector untuk Conventional Straight Inlet Duct
(b) Contour of Velocity Magnitude untuk Conventional Straight Inlet Duct**

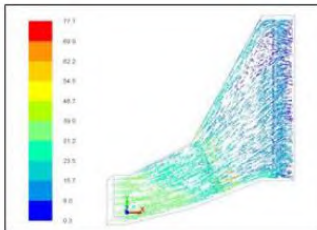


(a)

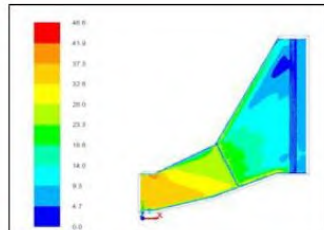


(b)

**Gambar 2.16 (a) Velocity Vector untuk Composite Angle Inlet Duct
(b) Contour of Velocity Magnitude untuk Composite Angle Inlet Duct**



(a)



(b)

**Gambar 2.17 (a) Velocity Vector Magnitude untuk Composite Angle Inlet Duct with Perforated Plate
(b) Contour of Velocity Magnitude untuk Composite Angle Inlet Duct with Perforated Plate**

Data kuantitatif hasil simulasi ditunjukkan pada Tabel 2.5.

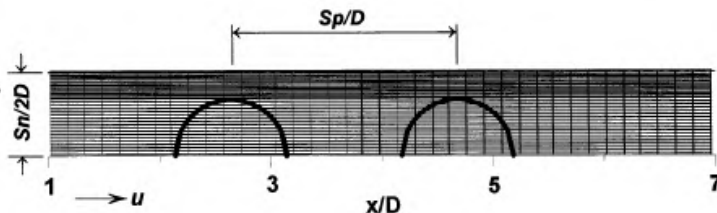
Tabel 2.5 Data Average Axial Velocity dan Surface Area dengan $\pm 25\%$ nilai Average Axial Velocity

Case	Description	Average axial velocity, m/s	Surface Area with in $\pm 25\%$ of average axial velocity
1	Conventional straight inlet duct	23.6	22
2	Composite angle inlet duct	17.3	29
3	Composite angle inlet duct with perforated plate	10.4	75

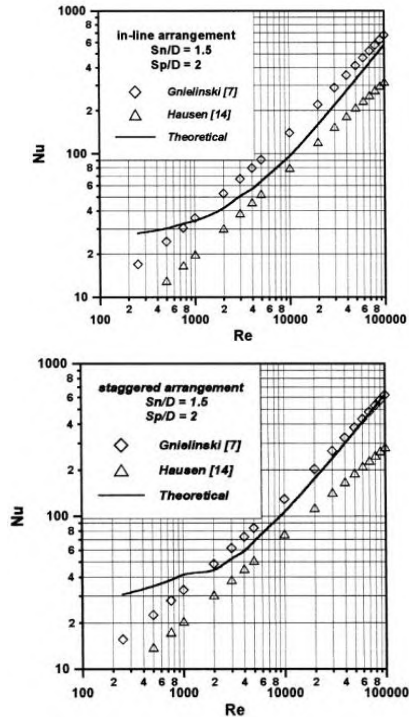
Kesimpulan dari penelitian ini adalah bahwa 75% dari *cross sectional area* memiliki $\pm 25\%$ nilai *average axial velocity* pada simulasi aliran melewati HRSG dengan *composite angle inlet duct with perforated late*. Hal ini menunjukkan bahwa distribusi aliran seragam pada *inlet duct* dapat diperoleh dengan memodifikasi geometri *inlet duct* dengan *perforation plate* yang sesuai.

2.8.3 Wilson, A. Safwat dan M. Khalil Bassiouny (1999)

Penelitian yang dilakukan Wilson memiliki judul “*Modelling of Heat Transfer for Flow Across Tube Banks*”. Wilson melakukan pemodelan matematika untuk memprediksi *pressure drop* dan *heat transfer* yang melewati *single rows* dan *tube banks* yang tersusun *in-line* dan *staggered*, dengan jenis aliran laminar dan turbulen.

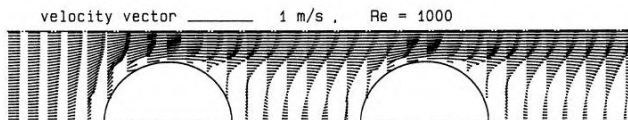


Gambar 2.18 Computational Domain Grid

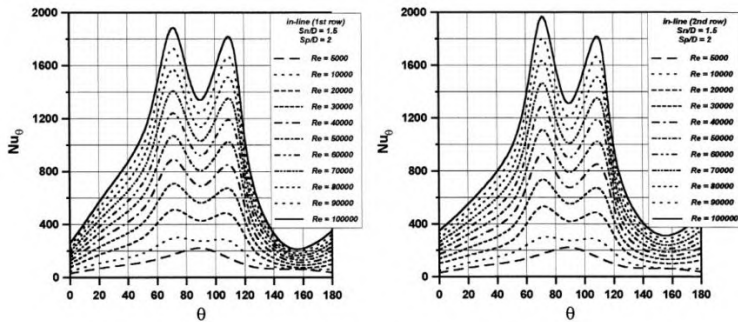


Gambar 2.19 Perbandingan *Nusselt Number* Teoritis dengan Korelasi Lain pada *Tube Banks* dengan Susunan *In-line* dan *Staggered* Terhadap *Re* pada *Single Row Tube*

Beberapa hasil yang mewakili, dari simulasi dilakukan secara 2D dengan geometri domain untuk susunan *in-line*, ditunjukkan pada Gambar 2.18. Wilson juga menunjukkan kondisi *Nusselt Number* vs θ pada berbagai nilai *Re*.

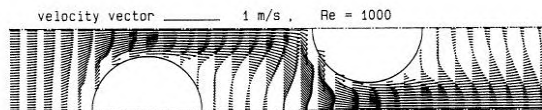


Gambar 2.20 *Velocity Vector Diagram* pada Susunan *In-line* Penelitian Wilson

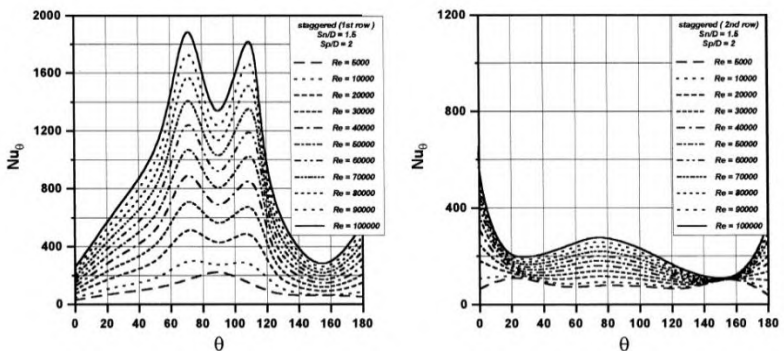


Gambar 2.21 Nusselt Number Vs θ pada Susunan *In-line* dengan variasi Re di *Tube 1* dan *Tube 2* Penelitian Wilson

Untuk *tube* yang tersusun *staggered* didapatkan kontur dan grafik yang ditunjukkan pada Gambar 2.20 dan Gambar 2.21.

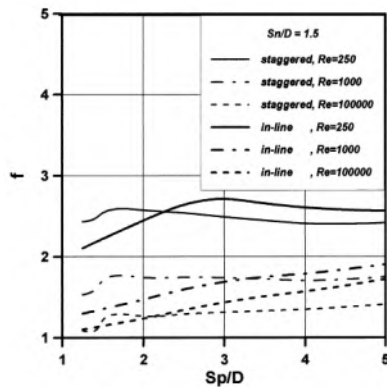


Gambar 2.22 Velocity Vector Diagram pada Susunan *Staggered* Penelitian Wilson



Gambar 2.23 Nusselt Number Vs θ pada Susunan *Staggered* dengan variasi Re di *Tube 1* dan *Tube 2* Penelitian Wilson

Ditampilkan juga perbandingan *friction factor* pada *single row tube banks* untuk susunan *in-line* dan *staggered*, dengan beberapa variasi *Re*. Grafik perbandingan tersebut ditunjukkan pada Gambar 2.24.



Gambar 2.24 Perbandingan antara Susunan *Staggered* dan *In-line* untuk *friction factor*

Kesimpulan yang didapat dari penelitian ini antara lain :

1. Pada kasus *in-line arrangement tubes* nilai *Nusselt number* yang tertinggi diperoleh pada saat $S_p/D = 3$.
2. Pada kasus *staggered arrangement tubes* $S_p/D > 1.5$ tidak ada pengaruh yang signifikan pada nilai *Nusselt number* dan *friction factor*.
3. Nilai *Nusselt number* pada kasus *staggered arrangement tubes* memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan kasus *in-line arrangement tubes* pada saat S_p/D bernilai rendah.
4. Pada kasus susunan *staggered*, nilai *local axial velocity* dan *turbulence kinetic energy* disekitar *tube* pada baris dua, memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan kasus *tube* yang disusun *in-line*.

BAB III

METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Tahap-Tahap Penelitian

Metodologi dalam menyelesaikan tugas akhir simulasi HRSG secara numerik, pada PT Alstom Energy Systems Indonesia dengan menggunakan *software CFD FLUENT*, adalah sebagai berikut :

1. Studi Kasus

Kasus atau permasalahan yang terjadi diketahui melalui kunjungan ke PT Alstom Energy Systems Indonesia dan proses diskusi.

2. Studi Literatur

Studi literatur ini adalah mencari literatur yang berkaitan dengan topik tugas akhir ini. Studi literatur ini dilakukan dengan mengumpulkan informasi baik mencari jurnal, *e-book*, dan hasil penelitian yang sudah dilakukan sebelumnya.

3. Pengumpulan Data

Data yang diperoleh adalah data sekunder. Data-data tersebut data operasi, serta data desain dari HRSG dengan *compact inlet duct* dan *conventional inlet duct*. Data-data yang dibutuhkan antara lain :

- Gambar desain dari HRSG untuk kedua tipe *inlet duct* milik PT. Alstom Energy Systems Indonesia.
- Temperatur dan *mass flow rate* masuk *steam* di HHPSH 1 (*superheater tube*).
- *Properties* dari *steam* yang melewati *superheater tube* HHPSH 1.

4. Melakukan Permodelan, Perhitungan, dan Validasi

Dalam tahap ini dilakukan permodelan dengan menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6 dan menggunakan FLUENT 6.3.26 sebagai *software* iterasi (*processing*) dan *post-processing*. Penelitian ini difokuskan untuk mengetahui : distribusi aliran dan temperatur yang melalui susunan *superheater tube* untuk setiap tingkat ketinggian dan jarak tertentu, keseragaman aliran yang melalui *inlet duct tipe compact* dan *conventional*, dan pengaruh variasi terhadap nilai *Nusselt number* pada *superheater tube* di HRSG. Pada tahap ini akan dibagi menjadi tiga proses yaitu *preprocessing*, *processing*, dan *post-processing*. Hasil simulasi ini dianalisis dan divalidasi dengan teori yang ada. Parameter yang divalidasi adalah *Nusselt number* pada daerah tinjauan yang diamati.

5. Penyusunan Laporan Tugas Akhir

Hasil dari penelitian ini didokumentasikan dalam bentuk laporan tugas akhir yang berisi pendahuluan, tinjauan pustaka, metoda penelitian, analisis dan pembahasan serta kesimpulan dan saran dalam pelaksanaan simulasi yang telah dilakukan.

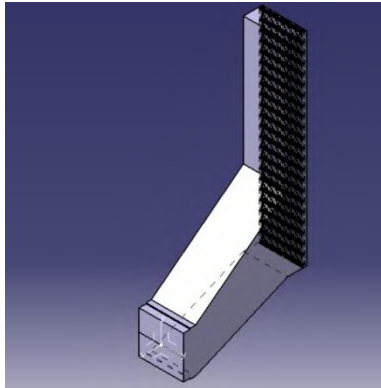
3.2 Tahap Pre-Processing

Tahap *pre-processing* merupakan tahap awal untuk menganalisa pemodelan *computational fluid dynamics*. Dalam tahap ini terdiri dari pembuatan geometri, *meshing*, dan penentuan domain.

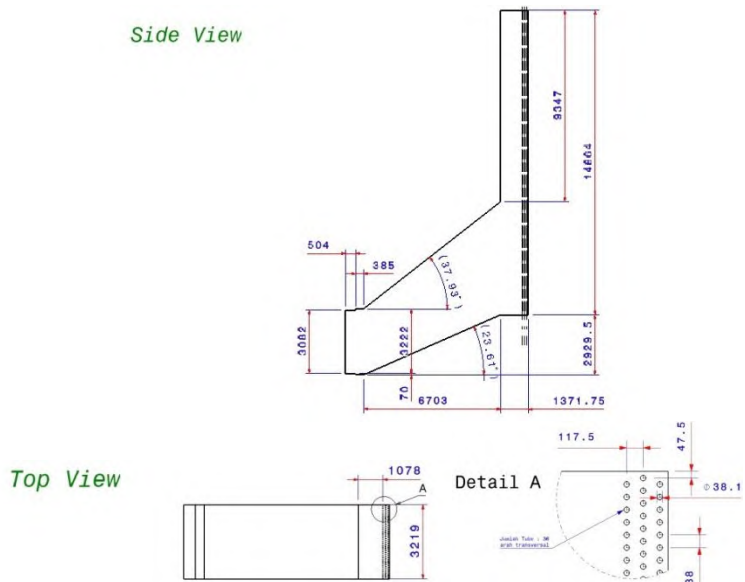
3.2.1 Model dan variasi geometri domain *heat recovery steam generator*

Pembuatan geometri *Heat Recovery Steam Generator* dilakukan dengan menggunakan *software* GAMBIT 2.4.6. Adapun gambar geometri *Heat Recovery Steam Generator* PT Alstom Energy System Indonesia dengan dua variasi *inlet*

duct yaitu *compact inlet duct* dan *conventional inlet duct*. Variasi dari bentuk dan dimensi model *compact inlet duct*, yang disimulasikan, ditunjukkan pada Gambar 3.1 dan Gambar 3.2.

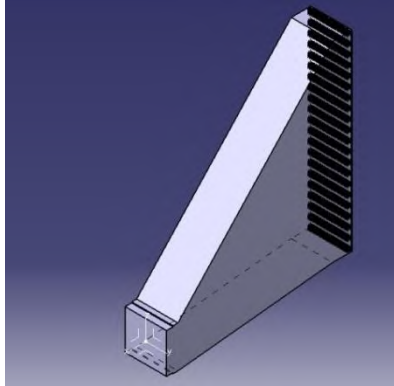


Gambar 3.1 3D Visual Modelling domain Compact Inlet Duct

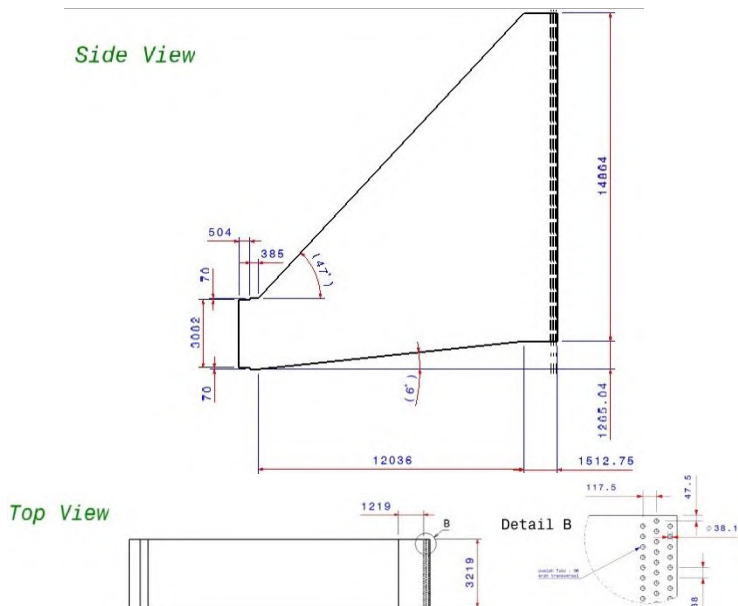


Gambar 3.2 Geometri Domain Compact Inlet Duct HRSG

Bentuk dan dimensi dari model domain *conventional inlet duct* yang disimulasikan, ditunjukkan pada Gambar 3.3 dan Gambar 3.4.



Gambar 3.3 3D Visual Modelling domain Conventional Inlet Duct



Gambar 3.4 Geometri Domain Conventional Inlet Duct HRSG

3.2.2 Data kondisi *flue gas* yang dimodelkan sebagai udara dan data kondisi *steam*

Dalam proses analisa karakteristik aliran dilakukan pemodelan 3D untuk domain yang akan ditinjau pada HRSG. Variasi yang dilakukan pada pemodelan ini dilakukan sesuai dengan perumusan masalah yang dibahas, yaitu variasi geometri *inlet duct*. Data sekunder *flue gas* yang masuk ke HRSG dan *steam* yang mengalir pada *superheater tube* dari PT. Alstom Energy System Indonesia ditunjukkan pada Tabel 3.1. Properties didapatkan berdasarkan tekanan dan temperatur operasi.

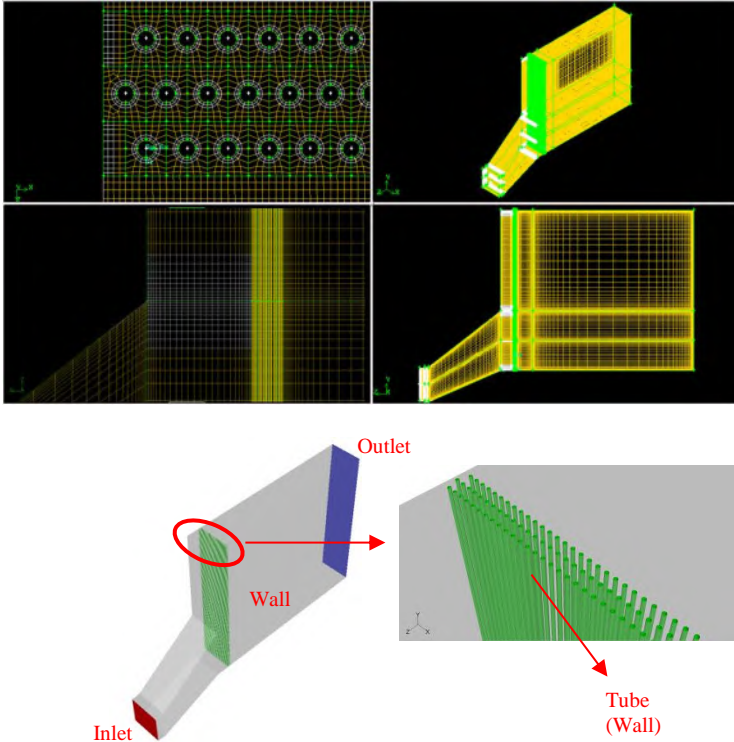
Tabel 3.1 Data Sekunder *Flue Gas* dan *Steam* dengan Kondisi *Guarantee flow*

Kondisi	Guarantee				
	\dot{m} (kg/s)	V (m/s)	T_i (K)	P_i (Bar)	ρ (kg/m ³)
Compact Inlet Duct	120.8	29,683	849	1.22125	0.41021
Conventional Inlet Duct					
Steam flow	0.1658		670.8	110.345	37.6659
Kondisi	Guarantee				
	$\mu \times 10^{-6}$ (Pa s)	k_f (W/m.K)	Pr	C_p (kJ/kg.K)	T_o (K)
Compact Inlet Duct	38.401	0.059554	0.71586	1.10978	
Conventional Inlet Duct					
Steam flow	26.783	0.07243	1.05112	2.8428	774.59

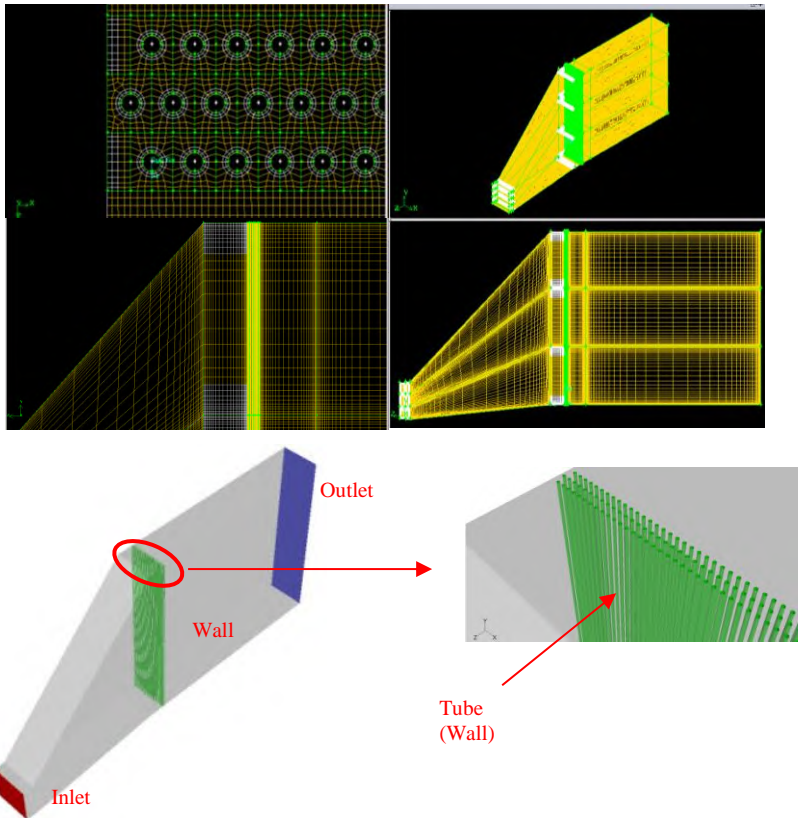
3.2.3 *Meshing*

Pembuatan *mesh* elemen hingga (*meshing*) adalah pembagian model menjadi elemen-elemen kecil sehingga kondisi batas dan beberapa parameter yang diperlukan dapat

diaplikasikan ke dalam elemen-elemen tersebut. *Meshing* dilakukan dengan menggunakan *mesh* jenis *mesh hexahedral-map* untuk kedua kasus.



Gambar 3.5 Meshing dan Keterangan Domain *Compact Inlet*



Gambar 3.6 Meshing dan Keterangan Domain *Conventional Inlet Duct*

3.3 *Processing*

Processing merupakan langkah kedua dalam melakukan simulasi numerik dengan *computational fluid dynamics*. Dalam proses ini pemodelan dilakukan dengan menggunakan software FLUENT. Terdiri dari beberapa tahap yaitu *setting viscous model*, *operating condition*, *boundary condition*, *solution*, *initialize*, dan *monitor residual*. Tahapan pemilihannya dilampirkan pada Tabel 3.2.

Tabel 3.2 Parameter Tahapan Processing

No.	Tahapan	Identifikasi	
1	Pemilihan Solver	<i>Solver</i>	<i>Pressure-Based, Steady, 3D, Superficial Velocity, Cell Based</i>
		<i>Viscous</i>	<i>Realizable K-Epsilon dengan Standart Wall Function</i>
		Energi	Persamaan energi diaktifkan
2	Identifikasi Material	Fluida	<i>Flue gas dengan properties konstan dan sesuai dengan kondisi masuknya (Tabel 3.1)</i>
		Solid	SA-213-T22 dengan $k = 29,99 \text{ W/mK}$
3	<i>Operating Condition</i>	Nilai tekanan operasi sesuai dengan Tabel 3.1, dengan referensinya adalah koordinat tengah-tengah dari <i>inlet</i>	
4	<i>Boundary Condition</i>	<i>Inlet</i>	<i>Velocity Inlet dan Temperatur (Tabel 3.1)</i>
		<i>Outlet</i>	<i>Outflow</i>
		<i>Wall</i>	<i>Wall</i>
		<i>Tube</i>	Wall dengan nilai temperatur wall (T_{s2}) constant sesuai dengan lampiran 1
5	Pemilihan Solution	<i>Under Relaxation Factor</i>	<i>Pressure = 0,3</i>
			<i>Density = 1</i>
			<i>Body force = 1</i>
			<i>Turbulence kinetic energy = 0,8</i>

No.	Tahapan	Identifikasi	
			<i>Turbulence Dissipation Rate = 0,8</i>
			<i>Turbulence viscosity = 1</i>
			<i>Energy = 1</i>
		<i>Pressure velocity coupling</i>	SIMPLE
		<i>Discretization</i>	<i>Pressure = standard</i>
			<i>Momentum = second order upwind</i>
			<i>Turbulence kinetic energy = second order upwind</i>
			<i>Turbulence Dissipation Rate = second order upwind</i>
			<i>Energy = second order upwind</i>
6	<i>Initialize</i>	Perhitungan dimulai dari sisi <i>inlet</i>	
7	<i>Residual Monitor</i>	Kriteria konvergensi	<i>Continuity = 10^{-4}</i>
			<i>Kecepatan ke arah X, Y, Z = 10^{-4}</i>
			<i>Energy = 10^{-6}</i>

Boundary condition merupakan kondisi-kondisi yang didapat dari data sekunder dan dimasukkan pada *surface domain*, yang didefinisikan sebagai *inlet*, *wall*, dan *outlet*, serta *zone domain* yang didefinisikan sebagai *flue gas* dan *solid*.

Turbulence spesification method yang digunakan adalah berdasarkan *turbulence intensity* dan *hydraulic diameter*, sedangkan *wall treatment* yang digunakan adalah *standard wall function* dengan nilai y^+ berada pada rentang $30 < y^+ < 300$.

Material yang digunakan untuk fluida adalah *flue gas* dengan *properties* seperti pada Tabel 3.1, dan *steel SA-213-T22* untuk solid. Material *solid* yang digunakan adalah *steel SA-213-T22* dengan nilai konduktivitas termalnya adalah 29,99 W/mK.

Initialize merupakan data masukan awal sebagai acuan FLUENT untuk melakukan kalkulasi. Proses kalkulasi dapat dihitung dari kondisi batas sisi masuk (*inlet*), sisi keluar (*outlet*), dan dari kondisi batas lainnya. Pada simulasi ini, perhitungan dimulai dari sisi *inlet*.

Monitor Residual adalah tahap penyelesaian masalah, berupa proses iterasi hingga mencapai harga konvergensi yang diinginkan. Harga konvergensi ditetapkan sebesar 10^{-4} , artinya proses iterasi dinyatakan telah konvergen setelah residualnya mencapai harga di bawah 10^{-4} .

3.4 Post-Processing

Proses *post-processing* dilakukan setelah proses simulasi dilakukan. Tahap ini meliputi visualisasi dan analisa hasil dari perhitungan numerik oleh *software* FLUENT 6.3.26. Informasi data hasil simulasi dipresentasikan dalam bentuk kontur *velocity*, kontur *velocity vector*, kontur *tekanan*, kontur distribusi temperatur, serta grafik distribusi parameter tertentu di beberapa posisi pengamatan yang dibahas pada Bab 4.

Pada proses *post-processing*, nilai y^+ pada simulasi dilihat sebagai indikator simulasi yang dilakukan telah sesuai dengan kriteria atau belum sesuai. Berdasarkan hasil simulasi, diperoleh nilai y^+ untuk kasus *conventional* adalah 223,0633 dan untuk kasus *compact* adalah 223,6244.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Analisa yang dilakukan dalam simulasi tugas akhir ini meliputi perhitungan *average Nusselt number* secara teori, Analisa *RMS Velocity Magnitude* gas setelah melewati *inlet duct*, dan analisa distribusi Nu pada potongan *tube* yang terletak pada posisi tengah-tengah HRSG. Pada bab ini juga ditampilkan data kualitatif berupa kontur kecepatan, tekanan, dan temperatur aliran yang melewati domain simulasi dengan perangkat lunak FLUENT 6.3.26 beserta analisisnya.

4.1 *Grid Independency Study*

Grid independency study dilakukan untuk menentukan kualitas *meshing* yang digunakan relatif terhadap jumlah *cell*. Proses ini dilakukan guna menentukan *meshing* yang paling optimal digunakan. Nilai *error* iterasi didapatkan dari *heat rate* Hasil dilampirkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1 *Grid Independency Study* Berdasarkan Nilai Total Heat Rate setiap Tube

<i>Conventional</i>	Jumlah Cell	<i>Heat Rate (q), MW</i>	<i>Error (%)</i>
<i>Meshing 1</i>	4.327.094	1,157562	-
<i>Meshing 2</i>	4.523.121	1,188900	2,636
<i>Meshing 3</i>	4.809.979	1,279904	7,110
<i>Compact</i>	Jumlah Cell	<i>Heat Rate (q), MW</i>	<i>Error (%)</i>
<i>Meshing 1</i>	3.731.781	1,023485	-
<i>Meshing 2</i>	3.892.227	1,050509	2,572
<i>Meshing 3</i>	4.095.547	1,063539	1,225

Berdasarkan Tabel 4.1 diketahui *meshing* yang digunakan untuk simulasi *conventional inlet duct* adalah *meshing* 2, dan *compact inlet duct* adalah *meshing* 3.

4.2 Validasi Model dan Perbandingan dengan Teori yang Berkorelasi

Validasi dilakukan dengan membandingkan kontur kecepatan hasil simulasi dengan kontur kecepatan dari literatur yang dipelajari. Data kuantitatif yang didapatkan dari hasil simulasi yaitu *average Nusselt number* ($\overline{Nu_D}$) juga dibandingkan dengan teori yang berhubungan. Teori yang digunakan adalah teori mengenai aliran melewati *tube banks* yang tersusun *staggered* dengan korelasi yang digunakan adalah *Zukauskas correlation* dan *Grimson model*. Nilai $\overline{Nu_D}$ ditinjau pada daerah *tube* yang dianggap mewakili, yaitu pada daerah yang dilewati aliran yang memiliki kecepatan maksimum.

4.3 Perhitungan

Data untuk proses perhitungan didapat dari data spesifikasi teknik dan gambar desain HRSG PT. Alstom Energy Systems Indonesia. Parameter yang digunakan untuk validasi hasil pemodelan numerik. Perhitungan *average Nusselt number* dilakukan untuk dibandingkan dengan *average Nusselt number* hasil pemodelan numerik.

4.3.1 Data pada modul superheater

Data pada Tabel 4.2 adalah data desain *heat recovery steam generator* (HRSG) tipe *compact* dan *conventional* untuk kondisi *guarantee flow*.

Tabel 4.2 Data pada Superheater HRSG tipe Compact / Conventional dengan Kondisi Guarantee Flow

No.	Data	Nilai	Satuan
1.	T flue gas in	849	K

No.	Data	Nilai	Satuan
2.	T steam in	670,8	K
3.	T steam out	774,59	K
Dimensi Tube Banks pada HPPSH 1			
1.	ST	0,088	m
2.	SL	0,1175	m
3.	SD	0,12547	m
4.	Panjang tube (L)	14,864	m
5.	Diameter tube (D)	0,0381	m
6.	Tebal dinding tube (t)	0,0047	m
7.	Jumlah tube (N)	108	pcs

4.3.2 Perhitungan teori

4.3.2.1 Perhitungan teori pada aliran dalam tube (*steam tube flow*)

- $Re_{DS} = 236035,8$ (perhitungan detail terlampir pada Lampiran 1)
- $Nu_{DS} = 0.023 Re_{DS}^{4/5} Pr_b^n = 0.023 (236035,8)^{4/5} (1,05112)^{0,4} = 466,41345$
- Diasumsikan seluruh permukaan tube memiliki Nu yang sama, maka :

$$\overline{Nu}_{DS} = Nu_{DS} = 466,41345$$
- $$\bar{h}_s = \frac{\overline{Nu}_{DS} k_{fs}}{D_{ht}} = \frac{466,41345 \cdot 0.0724354 \frac{W}{mK}}{0.0334 m} = 1011,5229 \frac{W}{m^2K}$$
- Berdasarkan *energy balance* pada Lampiran 1 maka didapatkan $T_{s2} = 756,009 K$

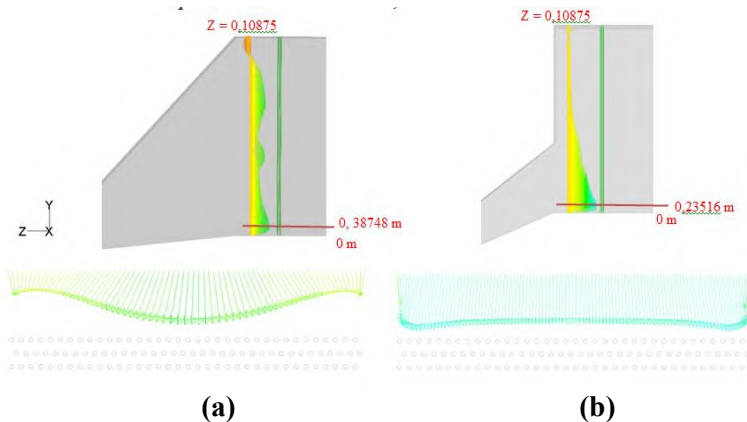
4.3.2.2 Perhitungan teoritis untuk aliran melewati *superheater tube banks* hrsg

- Perhitungan *Average Nusselt Number* (\overline{Nu}_D)

Perhitungan teoritis terhadap parameter \overline{Nu}_D untuk aliran melewati *superheater tube banks* HRSG dilakukan. Domain untuk perhitungan \overline{Nu}_D adalah potongan *tube banks* yang dilewati oleh kecepatan axial maksimumnya. Gambar 4.1 menunjukkan daerah potongan untuk perhitungan \overline{Nu}_D pada HRSG dengan *conventional inlet duct* dan *compact inlet duct*.

Pada HRSG dengan *conventional inlet duct*, kecepatan axial maksimum terjadi pada posisi 0,38748 m dari dasar dinding bawah, sedangkan untuk *compact inlet duct*, kecepatan axial maksimumnya terjadi pada posisi 0,23516 m dari dasar dinding bawah. Kecepatan rata-rata axial maksimumnya ditinjau dari posisi 0,0897 m sebelum menabrak *tube banks*.

Nilai kecepatan axial maksimum rata-rata untuk *conventional inlet duct* adalah 13,346 m/s dan untuk *compact inlet duct* adalah 18,723 m/s.



Gambar 4.1 Profil Kecepatan Axial Maksimum pada Posisi Potongan Tube Banks untuk *Conventional* (a) dan *Compact* (b)

- **Perhitungan V_{max} (Contoh Perhitungan Kasus Conventional Inlet Duct)**

$$\Rightarrow S_D = \left[0.1175^2 + \left(\frac{0.088}{2} \right)^2 \right]^{0.5} = 0,12547 \text{ m}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow 2(S_D - D) &< (S_T - D) \\ 2(0,12547 - 0,0381) \text{ m} &> (0,088 - 0,0381) \text{ m} \\ 0,174736 \text{ m} &> 0,0499 \text{ m} \text{ (} V_{max} \text{ terjadi di A1)} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow V_{max,A1} = \frac{S_T}{S_T - D} V = \frac{0,088}{(0,088 - 0,0381)} 13,346 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 23,535 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- **Perhitungan $Re_{D,max}$**

$$\begin{aligned} \Rightarrow Re_{D,max} &= \frac{\rho V_{max} D}{\mu} = \frac{\left(0,410214 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) \left(23,535 \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) (0,0381 \text{ m})}{\left(0,000038401 \frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right)} \\ Re_{D,max} &= 9578,903 \end{aligned}$$

- **Perhitungan \overline{Nu}_D**

➤ **Berdasarkan korelasi Zukauskas**

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_{D|N_L > 20} &= C Re_{D,max}^m Pr^{0,36} \left(\frac{Pr}{Pr_s} \right)^{1/4} \\ \overline{Nu}_{D|N_L > 20} &= (0,3303) (9578,903)^{0,6} (0,7156)^{0,36} \left(\frac{0,7156}{0,70296} \right)^{1/4} \\ \overline{Nu}_{D|N_L > 20} &= 72,005 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_{D|N_L < 20} &= C_2 \overline{Nu}_{D|N_L > 20} \\ \overline{Nu}_{D|N_L < 20} &= (0,84) (72,005) = 60,484 \end{aligned}$$

➤ **Berdasarkan korelasi Grimison**

$$\begin{aligned} \overline{Nu}_D &= 1,13 C_1 C_2 Re_{D,max}^m Pr^{1/3} \\ \overline{Nu}_D &= 1,13 (0,4176) (0,83) (9578,903)^{0,5651} (0,7156)^{1/3} \\ \overline{Nu}_D &= 62,289 \end{aligned}$$

Perbandingan \overline{Nu}_D hasil simulasi dengan hasil teori ditunjukkan pada Tabel 4.3.

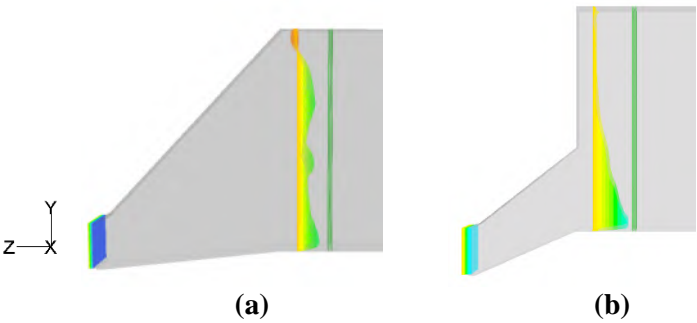
Tabel 4.3 Perbandingan Nilai $\overline{Nu_D}$ Hasil Simulasi dengan Hasil Teori

	$\overline{Nu_D}$ Hasil Simulasi	$\overline{Nu_D}$ Teori		Error (with Zukauskas)	Error (with Grimison)
		Zukasukas	Grimmison		
<i>Conven- tional Inlet Duct</i>	56,3770	60,4842	62,2888	6,790 %	9,491 %
<i>Compact Inlet Duct</i>	66,6074	74,1064	75,4217	10,119 %	11,687 %

4.4 Analisa Hasil Simulasi

4.4.1 Analisa velocity magnitude RMS

Keseragaman aliran yang melewati *inlet duct* HRSG tipe *conventional* dan *compact* ditunjukkan berdasarkan nilai RMS kecepatannya. Pengukuran keseragaman dilakukan pada *plane* yang berjarak 0,0897 m (koordinat *plane* $z = 0,10875$) sebelum menabrak susunan *superheater tube banks*. Hasil ditunjukkan pada Tabel 4.4. Bentuk profil pada *cross sectional area* di $z = 0,10875$ tersebut ditunjukkan pada Gambar 4.2.



Gambar 4.2 Axial Velocity Profile di Inlet dan $Z = 0,10875$ untuk Conventional (a) dan Compact (b)

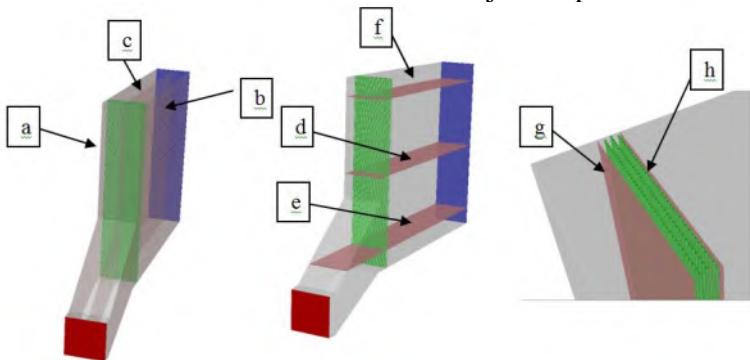
Tabel 4.4 Data RMS Velocity Magnitude pada plane di $z = 0,10875$

	RMS Velocity
<i>Conventional Inlet Duct</i>	39,94 %
<i>Compact Inlet Duct</i>	53,65 %

Diketahui bahwa HRSG dengan tipe *conventional inlet duct* memiliki nilai RMS yang lebih rendah dari HRSG dengan tipe *compact inlet duct*. Hal ini menunjukkan bahwa tingkat keseragaman aliran HRSG dengan tipe *conventional inlet duct* lebih seragam dibandingkan dengan HRSG dengan tipe *compact inlet duct*.

4.4.2 Analisa kontur

Data kualitatif berupa kontur kecepatan, tekanan, dan temperatur dianalisa pada koordinat potongan daerah pengamatan yang diinginkan. Gambar potongan domain pengamatan untuk *compact inlet duct* dan *conventional inlet duct* ditunjukkan pada Gambar 4.3 dan informasi koordinat ditunjukkan pada Tabel 4.5.



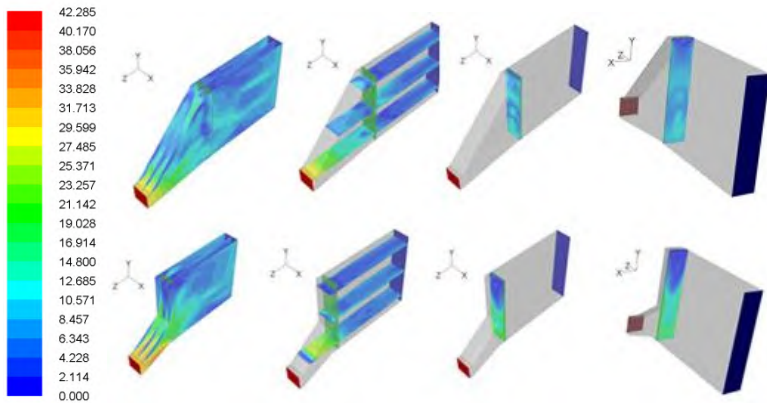
Gambar 4.3 Posisi Titik Pengamatan untuk Analisa Kontur

Tabel 4.5 Koordinat potongan pada domain untuk *compact inlet duct* dan *conventional inlet duct*

Posisi	Keterangan	Koordinat
a	Potongan <i>Plane</i> horizontal dekat dinding kiri	$X = -0,044$
b	Potongan <i>Plane</i> horizontal dekat dinding kanan	$X = 3,08$
c	Potongan <i>Plane</i> horizontal tengah – tengah	$X = 1,54$
d	Potongan <i>Plane</i> vertikal tengah – tengah (<i>middle</i>)	$Y = 7,432$
e	Potongan <i>Plane</i> vertikal bagian bawah (<i>lower part</i>)	$Y = 1,4864$
f	Potongan <i>Plane</i> vertikal bagian atas (<i>upper part</i>)	$Y = 13,3776$
g	Potongan plane sebelum menabrak <i>tube banks</i>	$Z = 0,10875$
h	Potongan plane setelah melewati <i>tube banks</i>	$Z = -0,29375$

4.4.2.1 Kontur *velocity magnitude* pada domain HRSG dengan *conventional inlet duct* dan *compact inlet duct*

Gambar 4.4 menunjukkan kontur kecepatan pada daerah pengamatan yang diamati dalam satuan m/s.

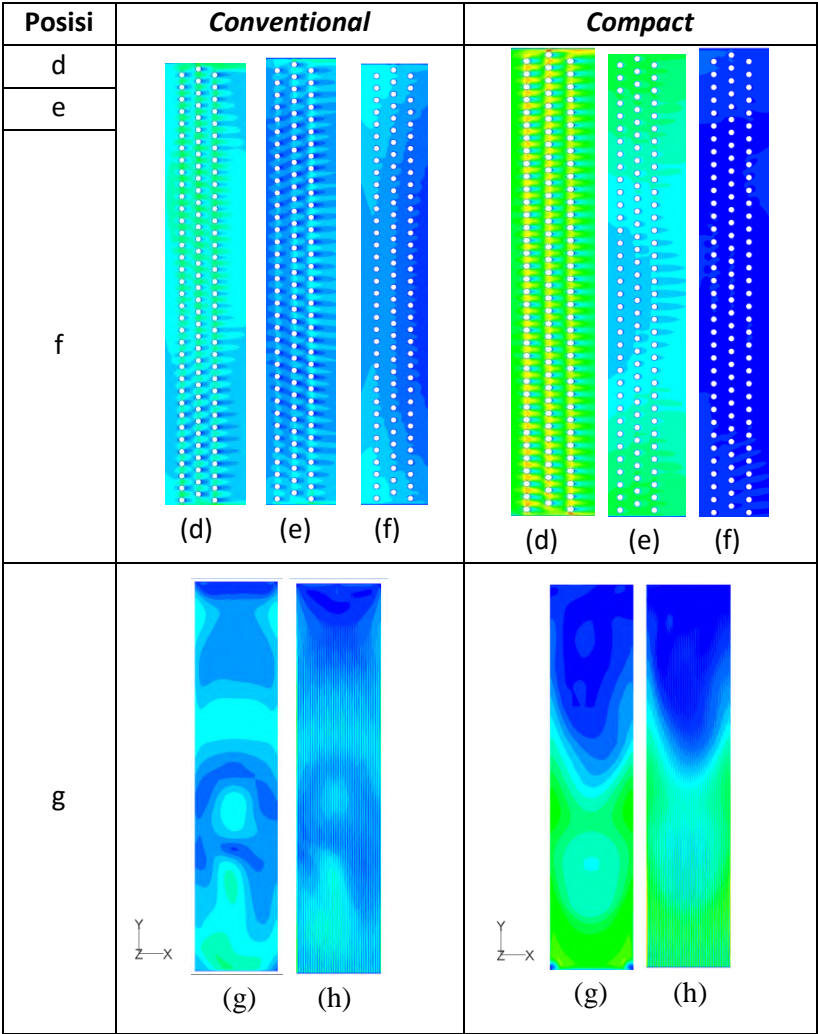


Gambar 4.4 Perbandingan Kontur *Velocity Magnitude* untuk *Conventional* dan *Compact*

Perbandingan kontur kecepatan, antara HRSG dengan tipe *conventional* dan *compact inlet duct* pada setiap titik pengamatan, ditunjukkan pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Perbandingan *Velocity Magnitude Contour* HRSG Tipe *Conventional* dan *Compact Inlet Duct*

Posisi	<i>Conventional</i>	<i>Compact</i>
a		
b		
c		

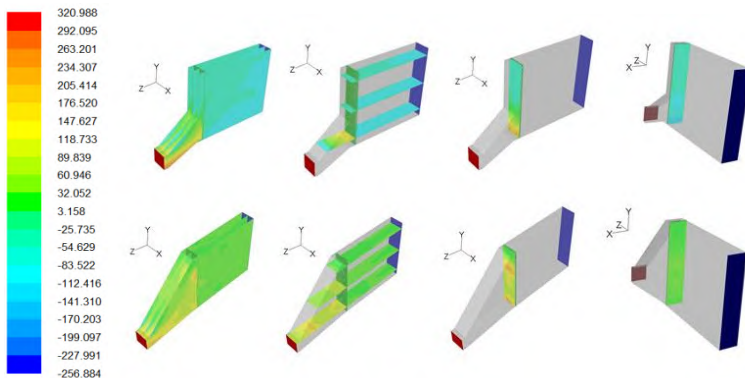


Terdapat perbedaan distribusi kecepatan yang melewati HRSG tipe *conventional* dengan tipe *compact inlet duct*. Berdasarkan pengamatan pada posisi *midspan* (c) kasus *compact*, diketahui distribusi kecepatan aliran *flue gas* relatif besar terjadi

pada daerah tengah ke bawah (*middle-lower part*). Area bagian atas sebelum menabrak *tube banks* memiliki nilai kecepatan yang relatif lebih kecil dibandingkan dengan area bagian tengah dan bawah. Perbedaan terlihat dengan kasus *conventional*, dimana distribusi kecepatannya relatif lebih seragam untuk area atas, tengah, dan bawah pada saat sebelum menabrak *tube banks*.

Pada area difuser kasus *compact* dan *conventional*, terdapat *stall* yang terjadi pada bagian dinding bagian atas. Fenomena ini dapat dilihat pada potongan (a), (b), dan (c) untuk kedua kasus. Pada kasus *conventional*, *stall* membentuk aliran balik yang memiliki panjang dari depan (setelah *throat*) sampai area atas sebelum keluar difuser kemudian membentuk vortex, sedangkan untuk kasus *compact*, *stall* yang terjadi membentuk vortex memiliki panjang yang lebih pendek.

4.4.2.2 Kontur total pressure pada domain HRSG dengan *conventional inlet duct* dan *compact inlet duct*

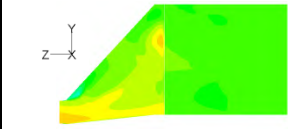
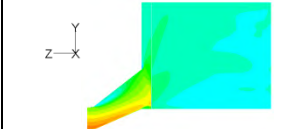
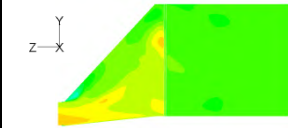
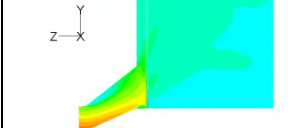
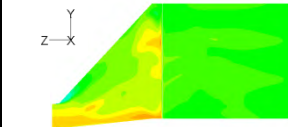
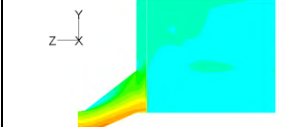
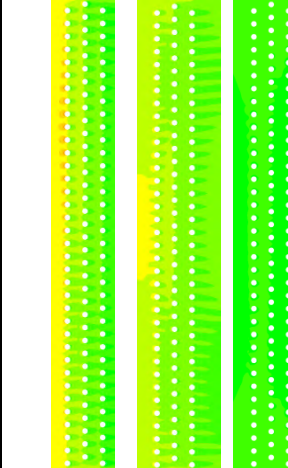
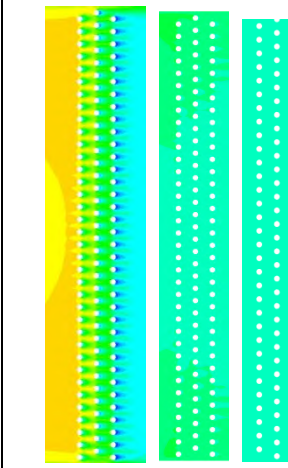


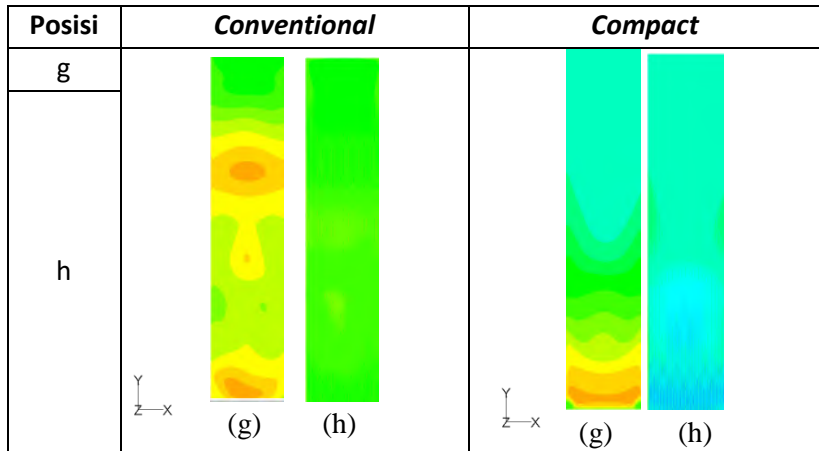
Gambar 4.5 Kontur Total Pressure untuk Compact dan Conventional

Gambar 4.5 menunjukkan perbandingan kontur tekanan total, antara HRSG dengan tipe *conventional* dan *compact inlet*

duct dalam satuan pascal. Detail kontur tekanan total pada setiap titik pengamatan, ditunjukkan pada Tabel 4.7.

Tabel 4.7 Perbandingan *Total Pressure Contour* HRSG Tipe *Conventional* dan *Compact Inlet Duct*

Posisi	<i>Conventional</i>	<i>Compact</i>
a		
b		
c		
d		
e		
f		
	(d) (e) (f)	(d) (e) (f)



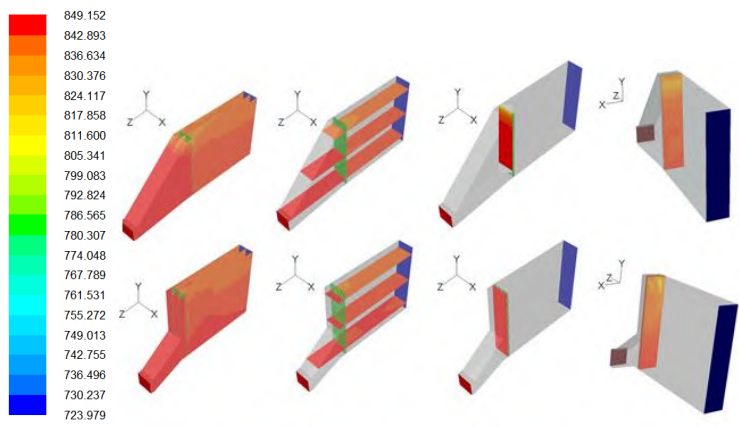
Berdasarkan kontur yang ditampilkan, terdapat perbedaan nilai distribusi tekanan total. Pada kasus *compact* tekanan total maksimum memiliki nilai 269,8806 Pa, dan tekanan total minimumnya memiliki nilai -256,8842 Pa. Pada kasus *conventional* tekanan total maksimum memiliki nilai 320,9884 Pa, dan tekanan total minimumnya memiliki nilai -104,3788 Pa.

Ditinjau pada posisi pengamatan (g), potongan *plane* sebelum menabrak *tube banks*, tercatat terjadi kenaikan nilai tekanan absolut rata-rata dari tekanan operasi *flue gas* yaitu 122125 Pa menjadi 122136,9 Pa untuk kasus *compact* dan 122232,9 Pa untuk kasus *conventional*. Penurunan tekanan terjadi setelah aliran melewati *tube banks*. Perbandingan tekanan absolut rata-rata sebelum dan sesudah melewati *tube banks* ditunjukkan pada Tabel 4.8.

Tabel 4.8 Perbedaan Tekanan Absolut Rata-Rata Sebelum dan Sesudah Melewati Tube Banks

Kasus	Average Absolute Pressure (Pa)		ΔP (Pa)
	(g)	(h)	
Compact	122136,9	122018	118,9
Conventional	122232,9	122165,5	67,4

4.4.2.3 Kontur temperatur pada domain HRSG dengan *conventional inlet duct* dan *compact inlet duct*

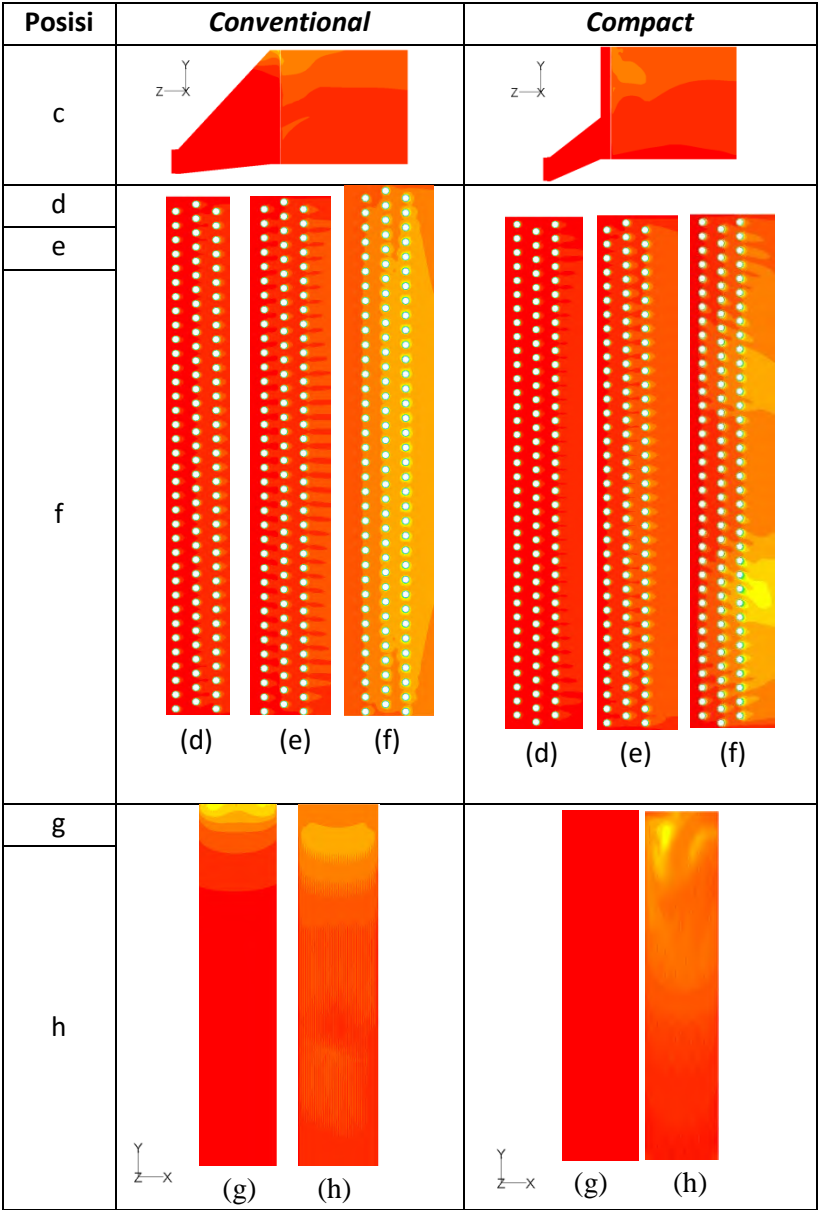


Gambar 4.6 Kontur *Total Pressure* untuk *Compact* dan *Conventional*

Gambar 4.6 menunjukkan perbandingan kontur temperatur, antara HRSG dengan tipe *conventional* dan *compact inlet duct* dalam satuan kelvin. Detail kontur tekanan total pada setiap titik pengamatan, ditunjukkan pada Tabel 4.9.

Tabel 4.9 Perbandingan *Total Pressure Contour* HRSG Tipe *Conventional* dan *Compact Inlet Duct*

Posisi	<i>Conventional</i>	<i>Compact</i>
a		
b		

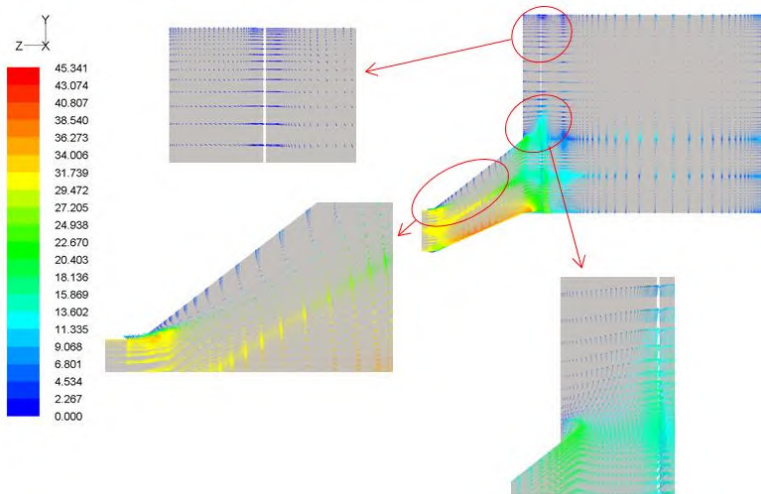


Berdasarkan kontur yang ditampilkan, terdapat perbedaan degradasi temperatur sebelum dan setelah melewati *superheater tube banks*. Pada kasus *conventional* temperatur rata-rata sebelum dan setelah melewati *superheater tube banks* adalah 844,6587 K dan 838,0595 K. Pada kasus *compact* temperatur rata-rata sebelum dan setelah melewati *superheater tube banks* adalah 848,4882 K dan 838,8607 K.

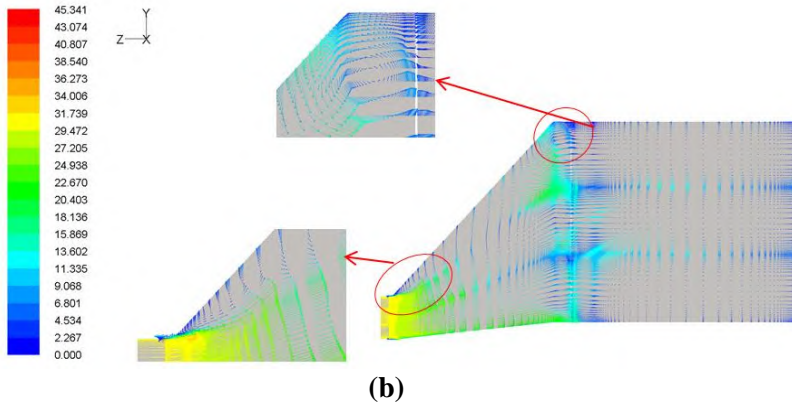
Perbedaan nilai temperatur terlihat signifikan terjadi pada daerah atas (*upper part*) untuk kasus *conventional* dan *compact*. Hal ini dimungkinkan terjadi akibat dari arah aliran *flue gas*, yang naik ke atas setelah keluar dari *inlet duct* dan membentuk olakan, memberikan energi panasnya pada permukaan *tube* pada saat sedang naik ke bagian atas.

4.4.3 Velocity magnitude vector pada midspan

Velocity vector pada daerah midspan untuk kedua kasus ditunjukkan pada Gambar 4.7. Satuan spektrum warna bar untuk kecepatan adalah m/s.



(a)



**Gambar 4.7 (a) Velocity Vector pada Midspan Kasus Compact
(b) Velocity Vector pada Midspan Kasus Conventional**

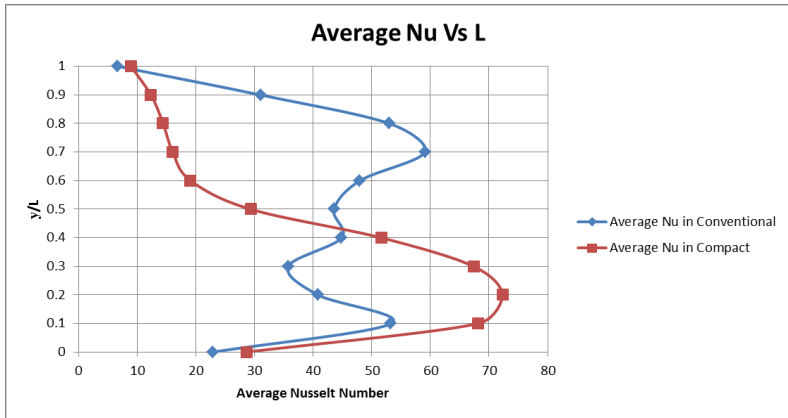
Berdasarkan *velocity magnitude vector* yang terlampir, diketahui pada kasus *compact* dan *conventional* terdapat aliran balik (*backflow*) / *stall* pada daerah difuser bagian atas. Hal ini disebabkan karena arah *pressure gradient* melawan arah momentum dari aliran *flue gas*. Kondisi ini menyebabkan terjadinya separasi aliran dari dinding difuser.

Vortex yang relatif cukup besar terbentuk di bagian atas dinding difuser tepat sebelum menabrak *tube banks* pada kasus *conventional*. Sedangkan pada kasus *compact* juga terbentuk aliran acak pada area bagian atas sebelum menabrak *tube banks*, dengan nilai kecepatannya yang relatif kecil.

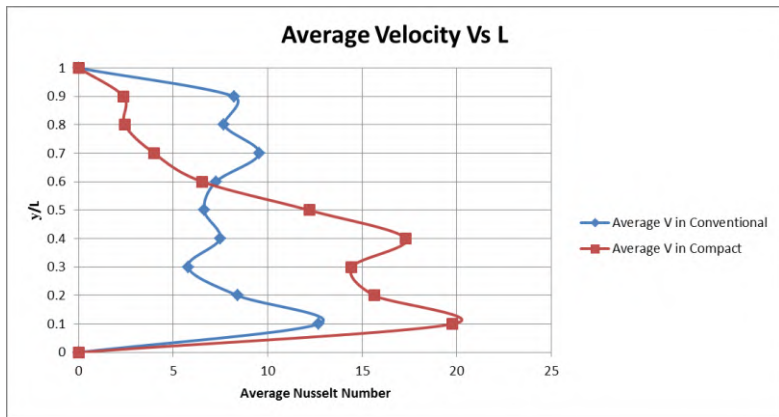
4.4.4 Analisa grafik

4.4.4.1 Grafik \overline{Nu}_D Vs L

Grafik \overline{Nu}_D Vs L pada kasus *conventional* dan *compact* ditunjukkan pada Gambar 4.8.



(a)



(b)

Gambar 4.8 (a) Average Nusselt Number Vs L

(b) Average Velocity Vs L

Terdapat perbedaan nilai \overline{Nu}_D sepanjang L pada kasus *conventional* dan *compact*. Pada kasus *conventional* tercatat \overline{Nu}_D tertinggi memiliki nilai 59,072 dan terendah adalah 6,6743. Pada

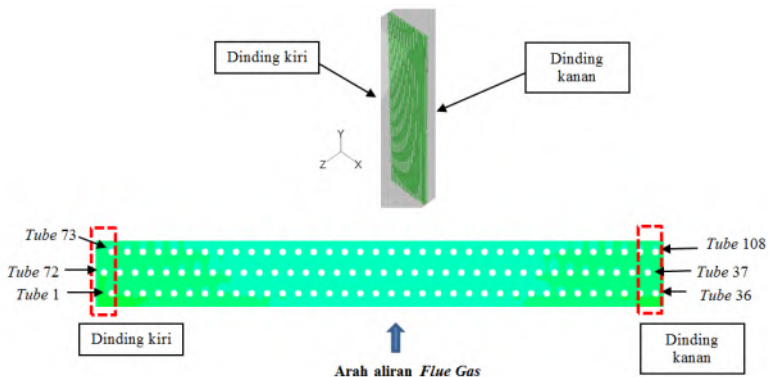
kasus *compact* tercatat \overline{Nu}_D tertinggi memiliki nilai 72,324 dan terendah adalah 8,905.

Gambar 4.8(a) memberikan informasi bahwa proses *heat transfer* untuk kasus *compact* lebih dominan di daerah tengah ke bawah dari *superheater tube*, sedangkan untuk kasus *conventional*, *heat transfer* relatif lebih seragam untuk *tube* daerah bawah, tengah, dan atas.

Gambar 4.8(b), yaitu grafik *average velocity magnitude* vs *L* terlihat bahwa rata-rata kecepatan relatif tinggi pada di bagian tengah ke bawah untuk kasus *compact*. Sedangkan pada kasus *conventional* rata-rata kecepatan relatif lebih seragam antara daerah atas, tengah, dan bawah. Hal ini merupakan korelasi, dimana semakin tinggi nilai kecepatan maka nilai *Nusselt number* juga akan semakin tinggi.

4.4.4.2 Grafik *Nu* Vs θ pada posisi dekat dinding

Grafik *Nu* Vs θ pada posisi dekat dinding pada daerah dimana terjadi kecepatan aksial maksimum ($y = 0,38748$ untuk kasus *conventional* ; $y = 0,23516$ untuk kasus *compact*), ditunjukkan pada Gambar 4.9 dan Gambar 4.10.

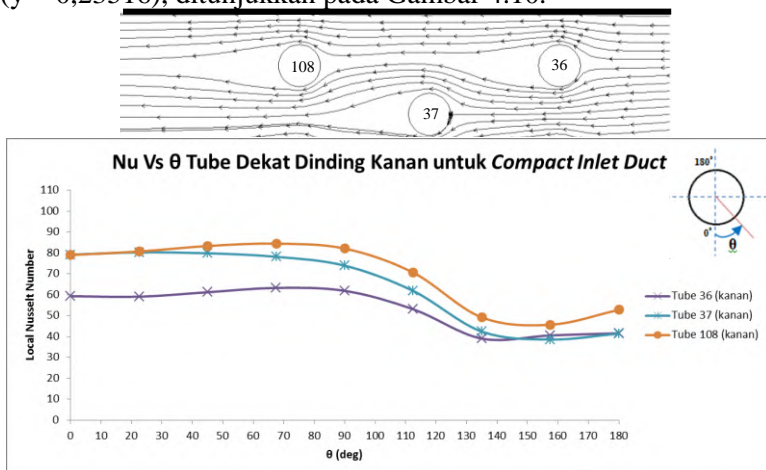




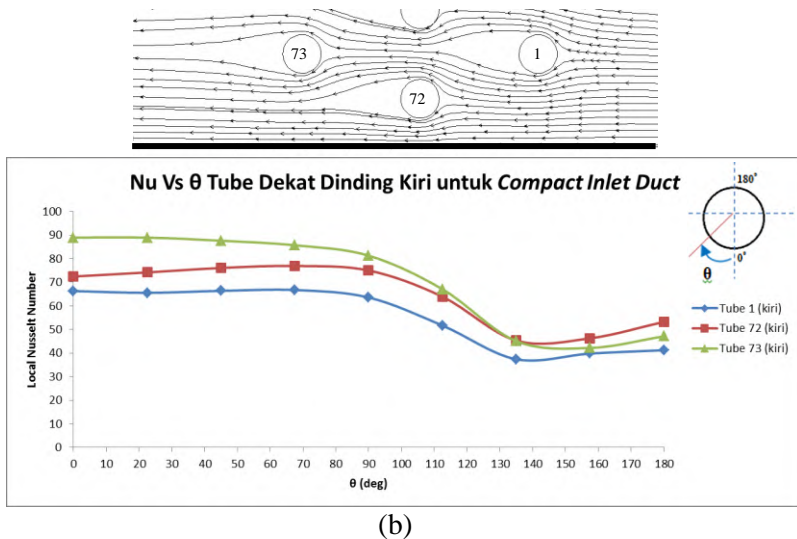
Gambar 4.9 Skema Posisi *Tube* yang Diamati untuk Grafik *Local Nu Vs θ*

4.4.4.2.1 Grafik *Nu Vs θ* pada posisi dekat dinding kasus *compact*

Grafik *Nu Vs θ* pada posisi dekat dinding kiri (*tube 1*, *tube 72*, dan *tube 73*) dan dinding kanan (*tube 36*, *tube 37*, dan *tube 108*) pada daerah dimana terjadi kecepatan aksial maksimum ($y = 0,23516$), ditunjukkan pada Gambar 4.10.



(a)



Gambar 4.10 (a) Nu Vs θ Tube Posisi Dekat Dinding Kanan Compact
(b) Nu Vs θ pada Tube di Posisi Dekat Dinding Kiri Kasus Compact

Berdasarkan grafik *local Nu Vs θ* pada posisi dekat dinding kanan untuk kasus *compact*, diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada tube 108 yaitu 69,735 dan terendah ada pada tube 36 yaitu 53,201. Sedangkan pada dinding kiri diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada tube 73 yaitu 70,437 dan terendah ada pada tube 1 yaitu 55,398.

Pada aliran dekat dinding kanan dan dinding kiri, terdapat Tube 1 dan tube 36 yang berada pada baris pertama dan diperlakukan sebagai *single tube*. Grafik *Nusselt number* yang dihasilkan memiliki *trenline* seperti pada Gambar 4.10. Pada baris kedua yaitu pada tube 72 dan tube 37, terlihat peningkatan nilai *Nusselt number*. Hal ini diakibatkan pengaruh percepatan aliran saat melewati area yang menyempit pada tube pada baris pertama dan adanya efek yang ditimbulkan dari *wake* pada tube baris pertama. Pada baris ketiga (tube 73 dan tube 108) *trenline* nilai

Nusselt number cenderung lebih tinggi dibandingkan dengan *tube* baris kedua. Hal ini diakibatkan oleh efek *wake* dan turbulensi aliran yang tinggi setelah melewati *tube* baris pertama dan kedua.

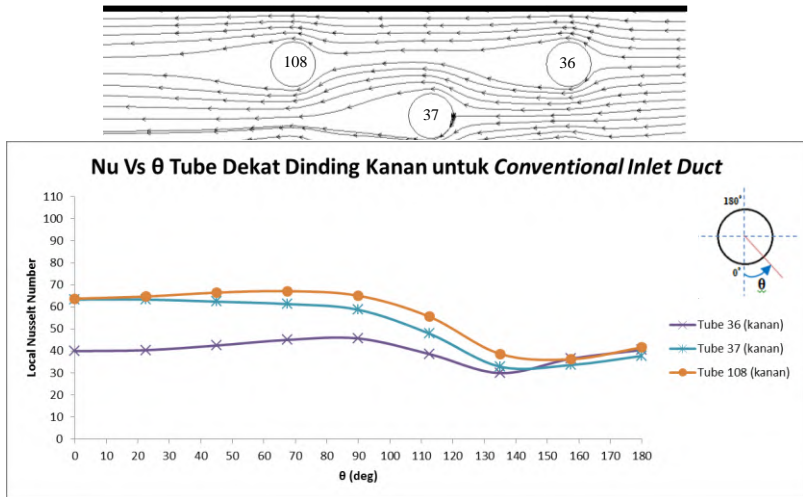
Pada *tube* yang terletak pada posisi dekat dinding kanan (*tube 36* dan *tube 108*) memiliki *trenline* grafik yang meningkat, dari titik stagnasi 0° ke posisi 80° - 90° . Hal ini dapat disebabkan oleh efek *boundary layer* dinding yang membentuk aliran gabungan dengan aliran utama yang melewati celah antara *tube* dan dinding. Kecepatan pada posisi tersebut meningkat, sedangkan *boundary layer* gabungan pada daerah *tube* menipis menyebabkan resistansi terhadap *heat transfer* relatif rendah. Hal ini menyebabkan nilai *Nusselt number* pada posisi θ di 80° - 90° meningkat, kemudian turun kembali seiring dengan berkembangnya *boundary layer*. *Trenline* ini memiliki bentuk yang sama dengan hasil penelitian Wilson (1999) untuk *tube* baris pertama. Separasi mulai terjadi pada posisi θ dimana nilai *Nusselt number* berada pada nilai terendah. Nilai *Nusselt number* meningkat kembali dikarenakan adanya *wake* yang terbentuk.

Pada *tube* yang terletak pada posisi dekat dinding kiri (*tube 1* dan *tube 72*) dipengaruhi oleh efek *boundary layer* dari dinding. Hal ini mengakibatkan bentuk *trenline* grafik Nu Vs θ meningkat, dari titik stagnasi $\theta = 0^\circ$ sampai $\theta = 80^\circ$ - 90° dan turun kembali seiring dengan perkembangan *boundary layer* pada *tube*.

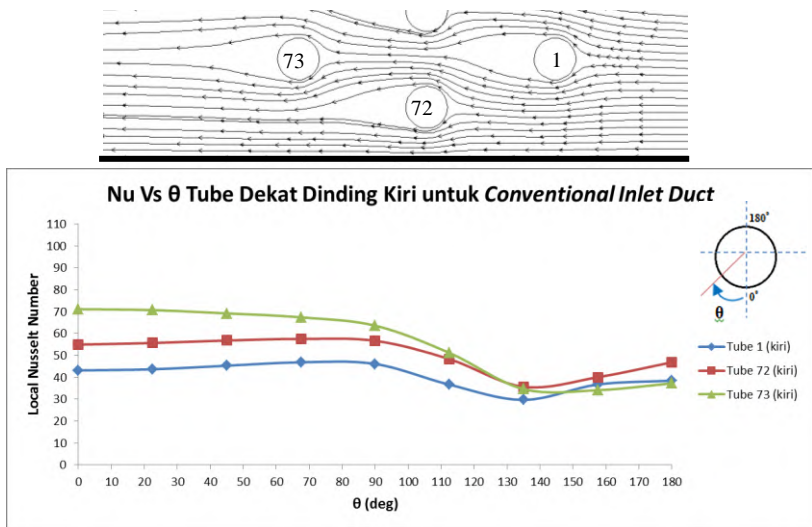
Secara keseluruhan, tidak ada perbedaan yang signifikan antara nilai rata-rata *local Nu* pada *tube* dekat dinding kiri dan kanan. Diketahui besar nilainya adalah 63,55 pada daerah kanan dan 62,29 pada daerah kiri, untuk kasus *compact*.

4.4.4.2.2 Grafik Nu Vs θ pada posisi dekat dinding kasus *convenntional*

Grafik Nu Vs θ pada posisi dekat dinding kiri (*tube 1*, *tube 72*, dan *tube 73*) dan dinding kanan (*tube 36*, *tube 37*, dan *tube 108*) pada daerah dimana terjadi kecepatan aksial maksimum ($y = 0,38748$), ditunjukkan pada Gambar 4.11.



(a)



(b)

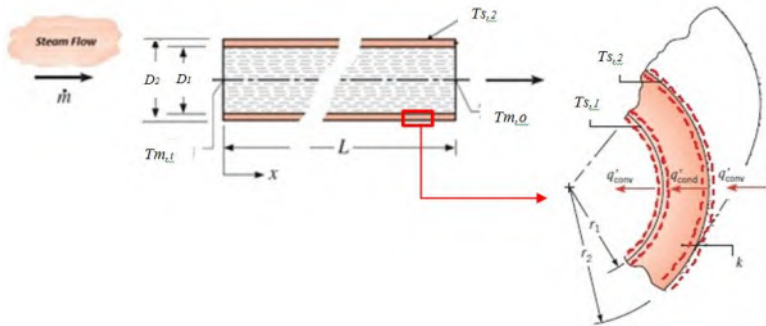
Gambar 4.11 (a) Nu Vs θ Tube di Posisi Dekat Dinding Kanan *Conventional*
(b) Nu Vs θ pada Tube di Posisi Dekat Dinding Kiri *Conventional*

Berdasarkan grafik *local Nu Vs θ* pada posisi dekat dinding kanan untuk kasus *conventional* diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada *tube* 108 yaitu 55,477 dan terendah ada pada *tube* 36 yaitu 39,895. Sedangkan pada dinding kiri diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada *tube* 73 yaitu 55,477 dan terendah ada pada *tube* 1 yaitu 40,751. Ditinjau berdasarkan bentuk *trenline* grafik *Nu Vs θ* untuk *tube* baris pertama, kedua, dan ketiga memiliki kesamaan dengan kasus *compact*.

Secara keseluruhan tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara nilai rata-rata *Nusselt number* pada *tube* dekat dinding kiri dan kanan. Diketahui besar nilainya adalah 48,87 pada daerah kanan dan 48,84 pada daerah kiri.

LAMPIRAN 1

Perhitungan Parameter *Steam* pada Aliran Internal *Superheater Tube* HPPSH 1



$$\begin{aligned} \text{➤ } \dot{m} &= \rho_s V_s A_t = \rho_s V_s \pi r_1^2 \\ , \text{ maka : } \rho_s V_s &= \frac{\dot{m}}{\pi r_1^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{➤ } Re_{DS} &= \frac{\rho_s V_s D_{ht}}{\mu_s} = \frac{\frac{\dot{m}}{\pi r_1^2} 2r_1}{\mu_s} = \frac{2 \dot{m}}{\mu_s \pi r_1^2} \\ Re_{DS} &= \frac{2 (0,1658 \frac{kg}{s})}{(2,6783 \times 10^{-5} \pi (0,0167 m)^2)} = 236035,80226 \end{aligned}$$

- Berdasarkan persamaan Dietus Boelter untuk aliran internal, diketahui :

$$\begin{aligned} Nu_{DS} &= 0,023 Re_{DS}^{4/5} Pr_b^n \\ Nu_{DS} &= 0,023 (236035,8)^{4/5} (1,05112)^{0,4} = 466,41345 \end{aligned}$$

Karena diasumsikan seluruh permukaan *tube* memiliki *Nu* yang sama, maka :

$$\overline{Nu}_{D_S} = Nu_{D_S} = 466,41345$$

$$\text{➤ } \bar{h}_s = \frac{\overline{Nu}_{D_S} k_{f_s}}{D_{ht}} = \frac{466,41345 \cdot 0,0724354 \frac{W}{mK}}{0,0334 m} = 1011,5229 \frac{W}{m^2K}$$

➤ Berdasarkan *energy balance*, diketahui :

$$\dot{m} C_p (T_{m_o} - T_{m_i}) = \bar{h}_s A_t (T_{s_1} - T_m), \text{ dimana :}$$

$$T_m = \frac{(T_{m_o} + T_{m_i})}{2} = \frac{(774,59 + 670,8)}{2} = 722,695 K$$

$$T_{s_1} = \left\{ \frac{\dot{m} C_p (T_{m_o} - T_{m_i})}{\bar{h}_s A_t} \right\} + T_m$$

$$T_{s_1} = \left\{ \frac{\left(0,1658 \frac{kg}{s} \right) \left(2842,8 \frac{J}{kg K} \right) (774,59 - 670,8) K}{1011,5229 \frac{W}{m^2K} \cdot 2\pi(0,0167 m)(14,864 m)} \right\} + 722,695$$

$$T_{s_1} = 753,7096 K$$

➤ Berdasarkan *energy balance* dengan konduksi pada *tube*, diketahui :

$$\bar{h}_s A_t (T_{s_1} - T_m) = \frac{2\pi L k (T_{s_2} - T_{s_1})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

$$T_{s_2} = \frac{\bar{h}_s A_t (T_{s_1} - T_m) \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_{f_s}} + T_{s_1}$$

$$T_{s_2} = \frac{1011,5229 \frac{W}{m^2K} \cdot 2\pi(0,0167 m)(14,864 m) \left(0,0724354 \frac{W}{mK} \right)}{2\pi(14,864 m) \left(0,0724354 \frac{W}{mK} \right)}$$

$$T_{s_2} = 756,009 K$$

➤ Berdasarkan T_{s_2} dan Tekanan dari *flue gas*, diketahui $P_{r_s} = 0,70296$

LAMPIRAN 2

Penentuan C_1 , m , dan C_2 pada model Grimson untuk menentukan *average Nusselt number* ($\overline{Nu_D}$) berdasarkan Persamaan 2.17.

$$\alpha_{coeff} = -0,066572 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 + 0,438619 \left(\frac{S_T}{D} \right) - 0,534414$$

$$\beta_{coeff} = 0,447806 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 - 2,867419 \left(\frac{S_T}{D} \right) + 3,482562$$

$$\gamma_{coeff} = -1,046594 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 + 6,359781 \left(\frac{S_T}{D} \right) - 7,686638$$

$$\delta_{coeff} = 0,803673 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 - 4,605252 \left(\frac{S_T}{D} \right) + 5,975412$$

$$\alpha_{exp} = 0,0090582 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 - 0,076068 \left(\frac{S_T}{D} \right) + 0,104510$$

$$\beta_{exp} = -0,071578 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 + 0,534418 \left(\frac{S_T}{D} \right) - 0,706706$$

$$\gamma_{exp} = 0,193359 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 - 1,270342 \left(\frac{S_T}{D} \right) + 1,608849$$

$$\delta_{exp} = -0,154482 \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 + 0,934097 \left(\frac{S_T}{D} \right) - 0,585832$$

$$C_1 = \alpha_{coeff} \left(\frac{S_T}{D} \right)^3 + \beta_{coeff} \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 + \gamma_{coeff} \left(\frac{S_T}{D} \right) + \delta_{coeff}$$

$$m = \alpha_{exp} \left(\frac{S_T}{D} \right)^3 + \beta_{exp} \left(\frac{S_T}{D} \right)^2 + \gamma_{exp} \left(\frac{S_T}{D} \right) + \delta_{exp}$$

Correction factor (C_2) untuk Tube Tersusun Staggered pada Grimson Model^[4]

N _L	1	2	3	4	5	6	7	8	9
C ₂	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari simulasi yang dilakukan, untuk mengetahui pengaruh dimensi *inlet duct* terhadap karakteristik aliran dan perpindahan panas secara numerik, dilakukan pembahasan distribusi temperatur, distribusi kecepatan, distribusi tekanan, dan distribusi *Nusselt number* pada posisi yang diamati. Kesimpulan yang dapat diambil :

1. HRSG dengan tipe *conventional inlet duct* memiliki profil aliran yang relatif lebih seragam pada saat menabrak *tube banks* dibandingkan dengan HRSG dengan tipe *compact inlet duct*. Tercatat nilai *velocity magnitude* RMS untuk kasus *conventional* adalah 39,94 % sedangkan untuk kasus *compact* adalah 53,65%. Menyebabkan *heat transfer* yang diterima *superheater tube* pada kasus *conventional* (1,1889 MW) memiliki nilai yang lebih besar dibandingkan dengan kasus *compact* (1,0635 MW).
2. Berdasarkan analisa kontur kecepatan yang dilakukan, baik untuk kasus *conventional* maupun *compact* diketahui terdapat *diffuser stall* yang terjadi pada daerah *inlet duct (diffuser)* di dinding bagian atas. Bentuk *diffuser stall* pada kasus *conventional* relatif lebih panjang dibandingkan dengan *stall* pada kasus *compact*.
3. Berdasarkan analisa kontur tekanan total yang dilakukan, terdapat perbedaan distribusi tekanan pada kedua kasus. Pada kasus *compact* tekanan total maksimum memiliki nilai 269,8806 Pa, dan tekanan total minimumnya memiliki nilai -256,8842 Pa. Pada kasus *conventional* tekanan total maksimum memiliki nilai 320,9884 Pa, dan tekanan total

minimumnya memiliki nilai -104,3788 Pa. Nilai tekanan absolut rata-rata pada kedua kasus juga dicatat dan dibandingkan.

Kasus	Average Absolute Pressure (Pa)		ΔP (Pa)
	Sebelum Menabrak <i>Tube Banks</i>	Setelah Menabrak <i>Tube Banks</i>	
<i>Compact</i>	122136,9	122018	118,9
<i>Conventional</i>	122232,9	122165,5	67,4

4. Berdasarkan analisa kontur temperatur yang dilakukan diketahui, pada kasus *conventional* temperatur rata-rata setelah melewati *superheater tube banks* adalah 838,0595 K. Pada kasus *compact* temperatur rata-rata setelah melewati *superheater tube banks* adalah 838,8607 K.
5. Pada grafik \overline{Nu}_D Vs L, diketahui untuk kasus *conventional* distribusi nilai \overline{Nu}_D memiliki nilai yang relatif lebih besar pada daerah atas, tengah, dan bawah. Sedangkan nilainya relatif kecil pada daerah tengah. Sedangkan untuk kasus *compact* distribusi nilai \overline{Nu}_D memiliki nilai relatif lebih besar pada daerah bawah.
6. Berdasarkan grafik *local Nu* Vs θ pada posisi dekat dinding kanan untuk kasus *compact* diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada *tube* 108 yaitu 69,735 dan terendah ada pada *tube* 36 yaitu 53,201. Sedangkan pada dinding kiri diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada *tube* 73 yaitu 70,437 dan terendah ada pada *tube* 1 yaitu 55,398.
7. Berdasarkan grafik *local Nu* Vs θ pada posisi dekat dinding kanan untuk kasus *conventional* diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada *tube* 108 yaitu

8. 55,477 dan terendah ada pada *tube* 36 yaitu 39,895. Sedangkan pada dinding kiri diketahui bahwa nilai *Nusselt number* rata-rata tertinggi ada pada *tube* 73 yaitu 55,477 dan terendah ada pada *tube* 1 yaitu 40,751.
9. Secara keseluruhan, nilai *Nusselt number* dekat dinding kiri dan kanan untuk kedua kasus tidak memiliki perbedaan yang signifikan. Tercatat nilai *Nusselt number* rata-rata untuk *tube* dekat dinding kanan dan kiri kasus *compact* berturut-turut adalah 62,29 dan 63,55. Nilai *Nusselt number* rata-rata untuk *tube* dekat dinding kanan dan kiri kasus *conventional* berturut-turut adalah 48,84 dan 48,87.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil simulasi dan diskusi yang dilakukan terdapat beberapa saran yang dapat digunakan untuk penelitian berikutnya.

1. Berdasarkan pengamatan *heat transfer* pada *tube* dekat dinding, diketahui untuk *tube* daerah kiri dan kanan tidak terdapat perbedaan nilai rata-rata *Nusselt number* yang signifikan yang mempengaruhi pola aliran dan perpindahan panas yang terjadi. Disarankan untuk domain *tube banks* digunakan *poros medium*.
2. Asumsi aliran *flue gas* yang masuk ke HRSG sebaiknya aliran *swirl* dan untuk domain simulasi HRSG dilengkapi dengan *perforated plate* dan *duct burner* sesuai dengan kondisi aslinya.
3. *Wall treatment* yang digunakan dalam pemodelan untuk *tube*, sebaiknya digunakan *enhanced wall treatment*, sehingga improvisasi *meshing* pada daerah dekat dinding juga diperlukan.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] ANSYS FLUENT. 2006. *FLUENT 6.3 User's Guide*. Macrovision Corporation.
- [2] De Jonge, Paul. 2012. *Design study for the Measurement Section & Diffuser Optimisation for the TU Delft Cavitation Tunnel*. Netherlands : Delft University of Technology.
- [3] Ganapathy, V. 2003. *Industrial Boilers and Heat Recovery Steam Generators Design, Applications, and Calculations*. United State of America : New York.
- [4] Hammock, Gary L. 2011. *Cross-Flow, Staggered-Tube Heat Exchanger Analysis for High Enthalpy Flows*. United State of America : University of Tennessee Space Institute.
- [5] Hanafizadeh , P.; Falahatkar S.; Ahmadi, P.; dan Mirzakhani, M. 2015. *A Novel Method for Inlet Duct Geometry Improvement of Heat Recovery Steam Generators, Applied Thermal Engineering*. Canada : Vancouver.
- [6] Holman, J.P. 1986. *Heat Transfer, sixth edition*. Singapore : McGraw-Hill Book Co.
- [7] Incropera, Frank P., Bergman, Theodore L, Lavine, Adrienne S., dan Dewitt, David P. 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer Seventh Edition*. New York : John Wiley and Sons Inc.

- [8] Immanuel, E. Jesulin dan Phon, Azhagiri. 2015. *Numerical Analysis Of HRSG Inlet Duct For Uniform Gas Flow Distribution*. India : University College of Engg.
- [9] Ivan dkk. 2014. *CFD Simulations of Heat Recovery Steam Generators Including Tube Banks*. Mexico : Electrical Research Institute of México (IIE).
- [10] Moran, Michael J. and Shapiro, Howard. 2006. *Fundamentals of Engineering Thermodynamic, Fifth Edition*. New York: John Wiley and Sons Inc.
- [11] Wilson, A. Safwat dan Bassiouny, M. Khalil. 1999. *Modelling of Heat Transfer for Flow Across Tube Banks*. Egypt : Menoufia University, Shibin El-Kom.
- [12] [Http://www.ccj-online.com/](http://www.ccj-online.com/), diakses Selasa 13 Oktober 2015 pukul 13:35 WIB.

BIOGRAFI PENULIS



Penulis dilahirkan di Bandung pada tanggal 30 Juni 1993, merupakan anak terakhir dari 4 (empat) bersaudara.

Penulis memulai pendidikan dasar di SDN Sarijadi 7 Bandung, melanjutkan studi menengah pertama di SMP Negeri 26 Bandung, kemudian melanjutkan studi ke jenjang menengah atas di SMA Negeri 9 Bandung, menyelesaikan pendidikan SMA pada tahun 2010. Pada Juli 2010, penulis melanjutkan studi ke perguruan tinggi di Politeknik Negeri Bandung pada Fakultas Teknik, Program Studi Diploma 3 Teknik Mesin dan lulus pada Juli 2013. Pada Januari 2014, penulis melanjutkan studi Program Sarjana di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada Fakultas Teknologi Industri, Jurusan Teknik Mesin. Penulis tertarik pada bidang studi Konversi Energi khususnya pada pembangkit. Penulis juga tertarik menggunakan *software* komersial CFD, oleh karena itu penulis mendedikasikan Tugas Akhir yaitu studi numerik pada komponen pembangkit agar bermanfaat bagi masyarakat khususnya bagi diri sendiri. Penulis akan selalu berusaha supaya ilmu yang telah diperoleh dapat bermanfaat.

Untuk mendapatkan informasi lebih lengkap dapat menghubungi penulis di andi93.its@gmail.com

Halaman ini sengaja dikosongkan